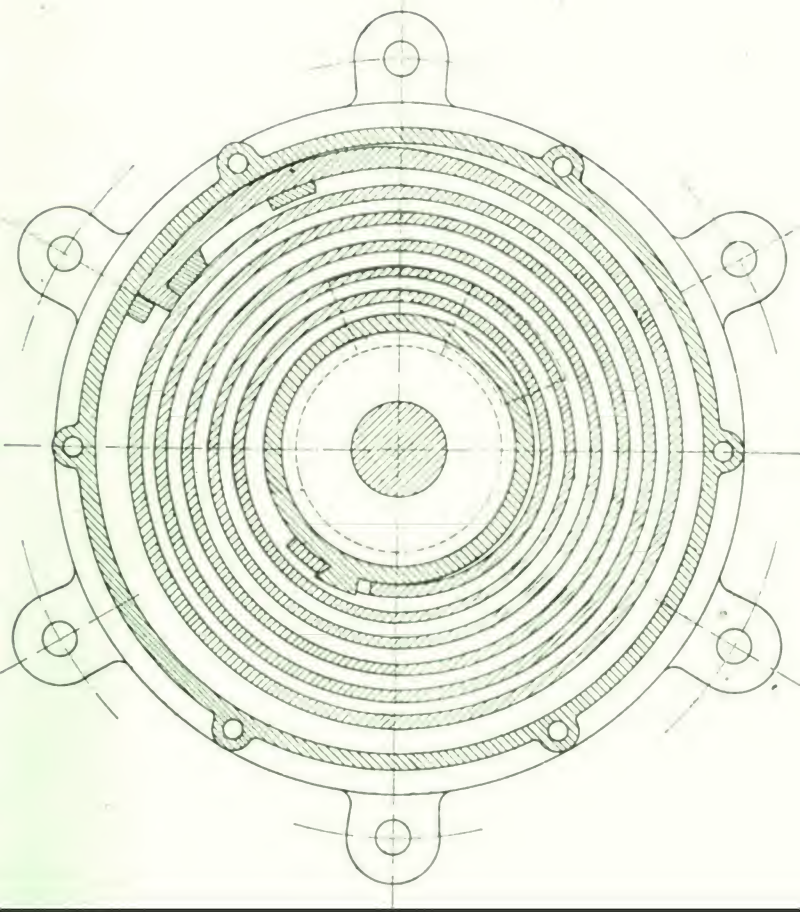
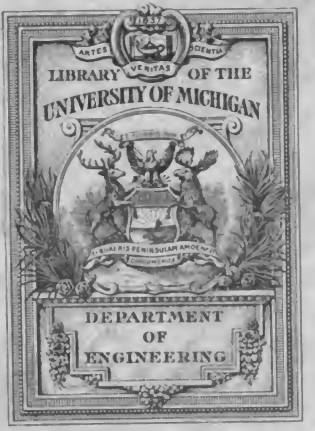


# *Der automobil-zug*

Wilhelm Adolph Theodor Müller

Digitized by Google


ARTES
VERITAS
SCIENTIA
LIBRARY OF THE
UNIVERSITY OF MICHIGAN
DEPARTMENT
OF
ENGINEERING

Digitized by Google

Digitized by Google

TL
235
.M95

Automobiltechnische Bibliothek II.
W. H. Th. Müller, Der Automobil-Zug.

Digitized by Google

# Automobiltechnische Bibliothek

## Die Automobiltechnik in Einzeldarstellungen

Bd. I. Pfitzner-Urtel, Der Automobilmotor und seine Konstruktion.

Bd. II. W. A. Th. Müller, Der Automobil-Zug.

Berlin W.
Verlag von M. Krayn.

Digitized by Google

# Der Automobil-Zug.

Eine Studie über die allgemeinen Grundlagen der Automobilzug-Systeme, durchgeführt an dem Beispiel des

## Train-Renard

von

W. A. Th. Müller,

Oberingenieur der Siemens-Schuckert Werke, Berlin.

Mit 34 Abbildungen im Text u. auf Tafeln.

Erweiterter Sonderabdruck einer Artikel-Serie aus der Zeitschrift „Der Motorwagen".

Berlin W.
Verlag von M. Krayn.
1907.

Digitized by Google

Published april 10th. 1907
Privilege of copyright in the United Staates reserved under the Act approved March 3 rd. 1905 by M. Krayn, Berlin.

Digitized by Google

## VORWORT.

Als gegen Ende des Jahres 1903 der Automobilzug des französischen Oberst Charles Renard bekannt wurde, entwickelte sich bald ein lebhafter Meinungsaustausch über ihn. Die dabei vertretenen Ansichten waren aber einander so widersprechend und im Einzelnen so wenig beweiskräftig, daß man sich aus ihnen unmöglich ein Urteil über den technischen Wert oder Unwert des „Train-Renard" bilden konnte.

Bei dem allgemeinen Interesse, daß das Automobilzug-Problem in fachmännischen Kreisen beanspruchen darf, erschien es daher angebracht, eine Sichtung der veröffentlichten Anschauungen vorzunehmen und — wenn nötig — in eine Kritik der Renardschen Konstruktionen einzutreten. Dies ist unter möglichster Verallgemeinerung der Ergebnisse — so daß sie auf andere Fälle anwendbar sind — in einer Reihe von Veröffentlichungen geschehen, die in der Zeit von Ende 1904 bis jetzt im „Motorwagen" unter dem Titel „Der Automobilzug des Colonel Charles Renard" erschienen sind.

Das vorliegende Werkchen ist eine Zusammenfassung jener Veröffentlichungen, in der — soweit noch angängig — das Ganze einer Durchsicht unterzogen und manche wünschenswerte Aenderung vorgenommen worden ist. Neu hinzugekommen ist ein besonderes Schlußkapitel: „Betrachtungen über das Automobilzug-Problem im Allgemeinen."

Da Renard der erste war, der den Gedanken, die Anhängewagen anzutreiben, in die Tat umsetzte, so möge dieses Buch dazu beitragen, das Andenken des auf dem Gebiete der Luftschiffahrt so erfolgreichen Mannes zu ehren.

Berlin-Steglitz, im Februar 1907.

W. A. Th. Müller.



258201

Digitized by Google

# Inhaltsübersicht.


**I. Bericht über die Vorführung des Train-Renard in Berlin.**

1. Ursprung der Unterlagen des Berichtes . . . . . 1
2. Beschreibung des Zuges auf Grund der Besichtigung 2
3. Eigengewichte und Nutzlast des Zuges . . . . . 7
4. Verlauf der am 18. November 1904 ausgeführten Versuchsfahrt . . . . . 7
5. Ergebnisse der Versuchsfahrt u. besondere Beobachtungen 10

**II. Die Literatur über den Train-Renard.**

1. Zweck vorliegender Literatur-Rundschau . . . . . 12
2. Veröffentlichungen über den Train-Renard:
   a) von G. Espitalier in „Le Genie civil“ . . . . . 12
      Renards Absichten und das Wesen seiner Erfindungen; propulsion continue; tournant correct; geometrische Beziehungen für die Zuglenkung; elastische Transmission; Fahrgeschwindigkeit; Anwendbarkeit des Renard-Systems bei Eisenbahnen; Renards Mitarbeiter.
   b) von Fritz Krull in verschiedenen Fachzeitschriften . 15
      Allgemeines über die Antriebseinrichtung; Geltungsbereich der geometrischen Beziehungen für die Zuglenkung.
   c) von Surcouf et Cie in ihrem Prospekt über Renard-Züge 16
   d) in der „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure“ 17
   e) in der „Allgemeinen Automobil-Zeitung“ . . . . . 17
   f) in der „Zeitschrift des Mitteleuropäischen Motorwagen-Vereins“ . . . . . 17
   g) von Max R. Zechlin in „Automobilwelt“ . . . . . 17
   h) von Albert Bauer in „Automobilwelt“ . . . . . 18
   i) von Louis Tourgan in „La France automobile“ . . 18
3. Kritik dieser Veröffentlichungen:
   a) Allgemeiner Vergleich; Freunde u. Gegner des Systems 18
   b) Irrtümer in der Beurteilung der Antriebseinrichtung 19
   c) Unzulänglichkeit der vorliegenden Veröffentlichungen in Bezug auf den prinzipiellen Wert der Renardschen Antriebseinrichtung . . . . . 20
   d) Weitere offene Fragen betreffs der Antriebseinrichtung 21
      Feststellung des Begriffes „Train-Renard“; Wert der „elastischen Transmission“; Ursache beobachteter Unregelmäßigkeiten; Zweifel an der Richtigkeit der Geschwindigkeitsangaben.
   e) Notwendigkeit eingehenderer Untersuchungen über die Lenkeinrichtung . . . . . 23

**III. Untersuchungen über die Lenkeinrichtung des Train-Renard.**

1. Beschreibung der Lenkeinrichtung . . . . . 25
2. Wirkungsweise der Lenkeinrichtung . . . . . 27
3. Diskussion über den Charakter der von den Rädern beschriebenen Kurven:
   a) Bedingungen für das Entstehen von Kreisbogen als Radbahnen . . . . . 29
   b) Allgemeiner Charakter der Radbahnen . . . . . 30
      beim vordersten Wagen, bei den Anhängewagen.
4. Untersuchung eines einfachen Falles auf analytischem Wege . . . . . 31
5. Verfolgung der Radbahnen auf graphischem Wege:




Digitized by Google

a) Traktorien-Konstruktionsverfahren:
Bogenkonstruktion . . . . . 33
Tangentenkonstruktion . . . . . 33
b) Anwendungsbeispiel für das graphische Verfahren . 35
6. Folgerungen aus der graphischen Untersuchung . . . 36
7. Ermittlung eines zweckmäßigen Maßes für die Hinterrahmen-Verlängerung:
a) Kreisfahrt ergibt maximale Spur-Abweichungen . . 37
b) Die Bahn-Radien der Anhängewagen als Funktion der Zugglieder-Längen . . . . . 38
c) Geometrische Darstellung des Rechnungs-Ergebnisses 39
d) Folgerungen aus dieser geometrischen Darstellung . 41
8. Diskussion über die praktische Verwertung der angewandten graphischen Verfahren . . . . . 42
9. Vergleich der untersuchten Lenkeinrichtung mit derjenigen anderer Zug-Systeme:
a) Renards sechsrädrige Anhängewagen . . . . . 44
Beschreibung; Wirkungsweise; Beurteilung des Verhaltens.
b) Automobilzug von Tlaskal . . . . . 48
10. Allgemeine Anhaltspunkte für die Konstruktion von Zug-Lenkungen . . . . . .

## IV. Untersuchungen über die Antriebseinrichtung des Train-Renard.

1. Beschreibung der Anhängewagen . . . . . 52
2. Wirkungsweise der Antriebseinrichtung:
a) bei aufgehobenen, frei drehenden Treibrädern . . . 54
b) auf mathematisch ebener Fahrbahn, Verbindung zur Längswelle aufgehoben . . . . . 54
c) auf ebensolcher, jedoch Zahnräder der Längswelle in Eingriff . . . . . 54
Zug durch äußere Kraft gezogen; Antrieb durch Drehmoment an der Längswelle; Rückwirkung der voreilenden Zahnräder auf die Längswelle; Gleiten gewisser Treibräder.
d) auf natürlicher Straßen-Oberfläche . . . . . 58
e) Endergebnis des Verhaltens der Antriebseinrichtung . 58
3. Folgerungen aus der festgestellten Wirkungsweise . 59
4. Rechnerische Untersuchung der Antriebseinrichtung
a) Größe des erforderlichen Drehmomentes für einen ideellen Renardzug . . . . . 60
b) Größe des vom Motor an der Längswelle erzeugten Drehmoments . . . . . 61
c) Beziehung zwischen Zuggewicht, Fahrgeschwindigkeit und Motorleistung . . . . . 62
d) Anwendung der erhaltenen ideellen Formel auf den Berliner Versuchszug . . . . . 62
e) Differenz zwischen ideellem und tatsächlichem Kraftverbrauch = Größe der Verluste . . . . . 63
f) Naheliegende Ursachen der Verluste und deren Größenordnung beim Versuchszuge . . . . . 63
Verluste in den Kardangelenken u. durch Gleiten der Räder auf der Fahrbahn.
g) Energie-Verluste infolge der eigenartigen Wirkungsweise der Antriebseinrichtung . . . . . 66
Größe der auftretenden Umfangskräfte; Drehmoment für die Bewegung von 2 Zwagen mit verschieden großen Raddurchmessern; Größe des zusätzlichen Momentes und der nutzlos aufzuwendenden Motorleistung.
5. Folgerungen aus der rechnerischen Untersuchung . . 70
6. Ueber Mittel zur Vermeidung der Energie-Verluste . .
a) Verbesserung der Getriebe-Wirkungsgrade . . . . 72
b) Verwendung anderer Uebertragungseinrichtungen . . 74
Kraftübertragung ohne Uebersetzung; Beseitigung der statischen Ueberbestimmung.



Digitized by Google

7. Statisch bestimmte Uebertragungseinrichtungen:
a) Schema des eigentlichen Renardzuges (statisch unbestimmt) . . . . . 75
b) Schema eines Zuges mit regelrecht angeordneten Ausgleichsgetrieben . . . . . 77
c) Schema eines Zuges mit nacheinander wirkenden Ausgleichsgetrieben . . . . . 79
8. Einfluß unstarrer Kupplungen in den Rädern:
a) Elastische Kupplung . . . . . 82
b) Reibungs-Kupplung . . . . . 84
c) Einseitig wirkende Kupplung . . . . . 84
9. Allgemeine Beurteilung mechanischer Zug-Antriebe . . 85

## V. Ueber den Einfluss der Antriebseinrichtung auf die Lenkung des Zuges.

1. Ursachen beobachteter Lenkungsstörungen . . . . . 87
2. Größenordnung der störenden Seitenkräfte . . . . . 89
3. Außergewöhnliche Betriebsverhältnisse, die störend wirken können . . . . . 90
4. Allgemeine Beurteilung der möglichen Störungen . . . 91

## VI. Betrachtungen über das Automobilzug-Problem im Allgemeinen.

1. Vergleich des Renardzuges mit anderen Zugsystemen . . 93
2. Das Vorspann-Prinzip . . . . . 93
Zweiräder-Antrieb; Vierräder-Antrieb; Vorteile der Vorspann-Maschine.
3. Rechnungsbeispiel einer Transport-Aufgabe . . . . . 94
Aufgabe; Lösungsvorschläge; Entscheidung nach dem erforderlichen Werte der Adhäsions-Koeffizienten; vorteilhafte Eigentümlichkeit des Zuges mit angetriebenen Anhängern (Treibwagen).
4. Das Treibwagen-Prinzip . . . . . 97
Allgemeine Bedingungen für einwandfreie Systeme.
5. Lösungsmöglichkeiten des Treibwagenzug-Problems . . 98
Mechanisch; hydraulisch; elektrisch.
Schlußfolgerung . . . . . 99



Digitized by Google

# I. Bericht über die Vorführung des Train-Renard in Berlin.

Am 17. und 18. Nov. 1904 wurde ein aus fünf Fahrzeugen bestehender Renard-Zug den Herren Ministern, sowie vielen hohen Vertretern unserer Militär- und Staatsbehörden auf dem Hofe der alten Luftschiffer-Kaserne in Schöneberg und in dessen Umgebung vorgeführt.

Da ich mich schon seit Jahren mit dem Problem des mechanischen Lasten-Transportes auf Landstraßen beschäftige, so erweckte der „Train-Renard" von Anfang an mein größtes Interesse. Ich bin bei meinen Untersuchungen ebenso wie Herr Oberst Renard zu der Ueberzeugung gekommen, daß der Antrieb von nur zwei Rädern eines Zuges keine befriedigende Lösung darstellt. Jenes Problem gipfelt also auch meiner Ansicht nach in der Aufgabe, eine den auf Landstraßen bestehenden Verhältnissen zwischen Adhäsionskoeffizient und spezifischem Bewegungswiderstande entsprechende Anzahl von Rädern als Treibräder wirksam zu machen, das heißt, es kommt darauf an, die Arbeit der Kraftmaschine des Zuges auf eine größere Anzahl von Arbeitsstellen, die durch je ein Treibrad repräsentiert werden, in einwandfreier Weise zu verteilen. Hierfür wüßte ich nun kein besseres Mittel, als die elektrische Arbeits-Verteilung zu finden. Im Gegensatz dazu ist Renard nach Verwerfung*) der in der Elektrizität gegebenen Lösung des Problems zu seiner rein mechanischen Antriebs-Einrichtung gekommen. Um diese kennen zu lernen, benutzte ich die Gelegenheit einer Anwesenheit in Paris zu einem Besuche bei der die Renard-Züge ausführenden Firma Ed. Surcouf et Cie. in Billancourt (Seine), durch die ich denn auch in freundlichster Weise über das System unterrichtet wurde und nun auch eine Einladung erhielt, die es mir ermöglichte, bei den hier stattgehabten Vorführungen an beiden Tagen zugegen zu sein.

Während der erste Tag mehr ein Ehrentag des Train Renard war, an dem von ihm nichts weiter verlangt wurde,

*) nach Génie civil, Bd. XLIV, No. 7, Seite 99.



Digitized by Google

als daß er sich überhaupt hübsch bewegt und damit einen guten Eindruck erweckt, galt der zweite Tag einer Prüfung durch die Königliche Versuchsabteilung der Verkehrstruppen. Leider erklärte sich Mr. de Pomian, der Bevollmächtigte des Hauses Surcouf et Cie., auf entsprechende Vorstellung außerstande, die Versuchsfahrten auf mehrere Tage auszudehnen, weil der Zug noch anderwärts vorgeführt werden sollte und in ihm auch noch nicht das für stärkere Beanspruchung geeignete Definitivum der Konstruktion zu erblicken wäre. Daß man dieses erst von „voitures à six roues" — sechsrädrigen Wagen — erwartet, ist jedenfalls technisch interessant.

Die beistehenden Abbildungen zeigen den hier vorgeführten Zug, der neben dem „Lokomoteur" (dem mit einem Motor ausgerüsteten Treibwagen) aus zwei gedeckten Personenwagen, einem mit provisorischen Bänken ausgestatteten Plattformwagen und einem geschlossenen Gepäckwagen bestand.

In Fig. 1 sehen wir den ganzen Zug in dem Augenblick, als er gerade die große Ballonhalle verlassen hat. Hier ist auch die Bauform des Lokomoteurs gut ersichtlich, die sich äußerlich nicht erheblich von derjenigen eines normalen Automobils unterscheidet. In der Anordnung des Motors, der Lenkung, Konus-Kuppelung, des Geschwindigkeitswechsels und der Bremsen ist die Uebereinstimmung mit einem gewöhnlichen Automobil sogar vollkommen. Erst hinter dem Führersitz beginnen die Abweichungen, indem der Rahmen sehr weit nach hinten verlängert ist und an seinem äußersten Ende einen zweiten Getriebe-Kasten, sowie eine Bremstrommel trägt. Von diesem Getriebekasten aus, der zwei Uebersetzungen enthält, werden mittelst einer Kardanwelle und Differentialgetriebe die beiden Hinterräder des Lokomoteurs angetrieben. Die Umschaltung auf die höhere Uebersetzung erfolgt hier mittelst einer unmittelbar am Kasten angebrachten Vorrichtung nur dann, wenn der Lokomoteur allein fahren soll. Die erwähnte Bremstrommel sitzt auf der in der Längsmittellinie des Lokomoteurs angeordneten und in einem großen Kardangelenk endigenden Längswelle, die zum Antriebe sämtlicher Längswellen der Anhängewagen bestimmt ist, sodaß durch das Anziehen der zugehörigen Bremsbacken eine Bremsung des ganzen, den Zug durchlaufenden Wellenstranges erfolgt. Es werden also nicht nur alle Wagen von einer Stelle aus angetrieben, sondern auch ebenso gebremst. Die hinter dem Führersitz sichtbaren Kasten sind zwei große Behälter für Benzin bezw. für Kühlwasser. Die Räder sind



Digitized by Google

beim Lokomoteur und den beiden Personenwagen mit starken Vollgummireifen, bei den Lastwagen dagegen mit gewöhnlichen Eisenreifen versehen. — Bezüglich des Motors

Fig. 1.

sei erwähnt, daß er ein Pariser Fabrikat (Marke „Abeille") ist und durch die Einzelausführung eines jeden der vier



Digitized by Google

Zylinder auffällt. Die Zündung erfolgt mittelst Batterie und Induktionsspule durch Kerzen. Alle Teile des Motors sind gut übersichtlich angeordnet und recht solide ausgeführt.

Fig. 2.

Den Abmessungen nach könnte man den Motor für 60-pferdig halten; es wurde indessen versichert, daß er unter der Bremse nicht mehr als 45 PS. geleistet habe. — Der Ge-



Digitized by Google

schwindigkeitswechsel enthält vier Geschwindigkeitsstufen durch Stirnräder und einen Rückwärtsgang.

Die nächste Abbildung (Fig. 2) wurde zu Beginn der Promenadenfahrt von Schöneberg nach Tempelhof am ersten Tage aufgenommen. An technischen Einzelheiten sehen wir in ihr den Rippenrohr-Kühler, der in die Stirnwand der Motorhaube eingebaut ist.

Die dritte Abbildung läßt die zwischen den einzelnen Fahrzeugen bestehenden Verbindungsorgane erkennen. Es ist auch hier die beim Lokomoteur beschriebene rückwärtige Rahmenverlängerung zu finden. Auf ihr ist bei jedem der Anhängewagen ein ca. 0,9 m langes Stück der Längswelle gelagert, das beiderseits in Kardan-Gelenken endigt, von denen das vordere nebst einem korrespondierenden Gelenk im mittleren Teile des Wagens nur zur Verhinderung von Lagerbelastungen eingebaut ist, die infolge gelegentlicher Deformationen des Wagenrahmens entstehen könnten. An das hintere Gelenk ist eine sehr starke, innen vierkantige Hohlwelle angesetzt, die zusammen mit der aus dem vorderen Gelenk des nachfolgenden Wagens hervortretenden Vierkantwelle ein ausziehbares Zwischenglied der ganzen Längswelle bildet. Dieses Wellenstück m u ß ausziehbar sein, weil die in Fig. 3 ersichtliche, kurze „Deichsel" mit ihm und den benachbarten Konstruktionsteilen in vertikaler Ebene kein unverschiebbares Dreieck bilden darf; denn dieses würde die freie Anpassung der Wagenräder an die Bodenunebenheiten verhindern. Auch in horizontaler Ebene ergibt sich eine Notwendigkeit, die Zwischenwelle ausziehbar herzustellen, aus der Verschiedenheit der Polygone, die beim Kurvenfahren von den Gliedern der Längswelle beziehungsweise von den Wagenrahmen und Deichseln gebildet werden. Für das Längswellen-Polygon besteht nämlich die Forderung, daß alle Polygon-W i n k e l einander gleich sein müssen, damit die an einem einzelnen Gelenk durch den Ablenkungswinkel entstehende Ungleichförmigkeit der Winkel-Bewegung an jeder Zwischenwelle durch die Wirkung eines zweiten, gleich großen Winkels in bekannter Weise kompensiert werden kann; dagegen haben sich die Längen der Wagenrahmen und Deichseln nach der Forderung zu richten, daß alle gleichen Polygonseiten gleichen Abstand vom Polygonzentrum erhalten, damit alle Wagen in gleicher Spur laufen. Beide Forderungen können aber nur dann gleichzeitig erfüllt werden, wenn e i n e Gruppe gleicher Seiten des Längswellen-Polygons längen-veränderlich ist. Dem wird durch die ausziehbaren Zwischenwellen entsprochen.



Digitized by Google

An Querträgern des Wagenrahmens ist oberhalb der Vorderachse eines jeden Anhängewagens ein Getriebekasten befestigt, der die Lager für das der Zwischenwelle folgende

Fig. 8.

Stück der Längswelle und eine kurze Vorgelegewelle enthält. Beide Wellen sind durch einfache Zahnräder-Uebersetzung



Digitized by Google

verbunden. Von der Vorgelegewelle aus führt nun eine gewöhnliche Kardanwelle zur Hinterachse, ohne den geraden Verlauf der Längswelle im Wagen zu stören. Die Hinterachse selbst enthält eine Kegelräder-Uebersetzung mit eingebautem Differentialgetriebe in der allgemein für Kardan-Antriebe üblichen Ausführungsweise.

Die Lenkung der Anhängewagen geschieht durch die Deichsel in der Weise, daß diese die auf drehbaren Achsschenkeln sitzenden Vorderräder mittelst doppelten Lenker-Vierecks verstellt. — Die Untergestelle einschließlich der Antriebseinrichtungen sind bei allen Anhängewagen vollkommen gleich und wiegen je 630 kg. Aus naheliegenden Gründen wird beim letzten Wagen nach der Zusammenstellung des Zuges das ungelagert unter der Karosserie durchgehende Wellenstück durch Entfernung seiner Kardangelenkbolzen herausgenommen, um zu verhindern, daß am Ende des Zuges ein Maschinenteil ungeschützt rotiert.

Das Gesamtgewicht des vorgeführten Zuges setzte sich nach Angaben von Surcouf et Cie. ungefähr folgendermaßen zusammen:

| | |
|---|---|
| Lokomoteur mit Wasser und Benzin betriebsfertig . . . | 2000 kg |
| 1. Personenwagen . . . . . | 1010 „ |
| 2. Personenwagen . . . . . | 900 „ |
| Plattformwagen . . . . . | 750 „ |
| Gepäckwagen . . . . . | 830 „ |
| Summa Eigengewicht | 5490 kg |

Dazu kam als Nutzlast am zweiten Vorführungstage:

| | |
|---|---|
| auf dem Lokomoteur: 2 Personen . . . . . | 150 |
| „ „ 1. Personenwagen: 6 Personen . . . . . | 450 |
| „ „ 2. Personenwagen: 4 Personen . . . . . | 300 |
| „ „ Plattformwagen: Sandsäcke . . . . . | 550 |
| „ „ Gepäckwagen: Werkzeug und Sandsäcke . . . | 1000 |
| Summa Nutzlast | 2450 kg |

Mithin betrug das Gesamtgewicht des Zuges 7940 kg. Nach einer Fahrt von 6 km zeigte sich, daß der zur Versteifung der Hinterradachse unterzogene Spanndraht am Plattformwagen gerissen war. Es wurden daher 500 kg Sandsäcke von diesem entfernt, der Sand größtenteils ausgeschüttet und nur noch 100 kg mit auf den letzten Wagen genommen. Die Nutzlast hatte sich dadurch um 400 kg vermindert, so daß für die weitere Fahrt nur noch 2050 kg Nutzlast und 7540 kg Gesamtgewicht zu befördern waren.

Die ganze Fahrt wurde mit sechs durch Störungen verlaßte Unterbrechungen zurückgelegt, von denen die erste durch das Reißen des Unterzug-Drahtes und Abladen der Sandsäcke entstand. Von den Ursachen der übrigen Störungen ist einmaliges Verschmutzen einer Zündkerze, wieder-



Digitized by Google

holtes Versagen des Vergasers durch Unreinigkeiten und einmaliges Kochen des Kühlwassers anzugeben. Die letztere Störung ist auffallend, weil die mitgeführte Kühlwassermenge mit 150 Liter doch schon außergewöhnlich groß ist. Es hat also der Rippenrohr-Kühler einschließlich der Wirkung des dahinter rotierenden Ventilators nicht genügt. Abhilfe wurde durch Erneuerung des Kühlwassers und Fortlassung der Motorhaube während des weiteren Verlaufs der Fahrt geschaffen. An einigen der freiliegenden Längswellenlager wurde zu Ende der Fahrt eine bemerkenswerte Temperaturzunahme konstatiert; zu Störungen hatten die warmen Lager indessen nicht geführt.

Der Verlauf der Fahrt mit ihren Ergebnissen ist in nachstehender Tabelle zusammengestellt. Das Wetter war am Versuchstage trübe mit andauernden leichten Niederschlägen, so daß die Straßenoberfläche stets mehr oder weniger feucht war. Der zurückgelegte Weg enthält nur einige kurze und unerhebliche Steigungen. Dagegen waren stellenweise kurze, frisch aufgeschüttete Chausseestrecken zu passieren. In einem Falle wurde dabei die Fahrgeschwindigkeit so gering, daß man es vorzog, die mitfahrenden Personen zur Entlastung des Motors absteigen zu lassen. Die während der Fahrt wiederholt vorgenommene Bestimmung der absoluten Fahrgeschwindigkeit mittelst der Uhr nach den Kilometersteinen ergab selten weniger als 60 Sekunden für 200 m, so daß 12 km/Std. als die in der Regel auf der Chaussee erreichte Maximal-Geschwindigkeit für ebene Strecken anzusehen ist. Eine höhere Fahrgeschwindigkeit trat in auffallender Weise immer dann ein, wenn die Straßen-Oberfläche bei festem Untergrund schlüpfrig war, wohingegen bei solchen Chausseestellen, die die Niederschläge ohne Schlammbildung aufzusaugen vermochten und daher trockener waren, kaum noch 10, oft gar nur 7—8 km/Std. Geschwindigkeit erreicht wurden. Mit dieser Erscheinung deckt sich auch die in der letzten Spalte der Tabelle ersichtliche Tatsache, daß die mittlere Fahrgeschwindigkeit auf den bei der Abfahrt und bei der Rückkehr berührten Stadtstraßen wesentlich höher, als auf den im übrigen benutzten Landstraßen war; denn die aus gut geebnetem Steinpflaster oder Asphalt bestehenden Straßen zeigten am Versuchstage fast durchweg eine schlüpfrige Schlammschicht, und auf ihnen wurde eine Maximal-Geschwindigkeit von ~ 15 km/Std. erreicht. Man könnte nun allerdings eine Erklärung für dieses Verhalten darin erblicken, daß eben auf guten Stein- und Asphaltstraßen der Bewegungswiderstands-Koëffizient kleiner sei, als auf Chausseen;



Digitized by Google

## Tabelle über die am 18. November ausgeführte Versuchsfahrt.

| Ort | | Zeit | Weg | Differenz der Zeit | Differenz des Weges | des Zuges Gesamt-Gewicht | des Zuges Nutz-Last | Gesamt- | Nutz- | mittlere Fahrgeschwindigkeit |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | km | Min. | km | kg | kg | tkm | tkm | km/Std. |
| Luftschiffer-Kaserne | ab | 10,20 | 0 | | | | | | | |
| Tempelhof | | 10,40 | 4,0 | 20 | 4,0 | 7940 | 2450 | 31,75 | 9,80 | 12,0 |
| Entfernung 6 km | an | 10,55 | 6,0 | 15 | 2,0 | 7940 | 2450 | 15,90 | 4,90 | 8,0 |
| | ab | 11,03 | 6,0 | | | | | | | |
| Späht's Baumschule | an | 11,52 | 14,0 | 49 | 8,0 | 7540 | 2050 | 60,40 | 16,40 | 9,8 |
| | ab | 12,15 | 14,0 | | | | | | | |
| Johannisthal | an | 12,30 | 15,5 | 15 | 1,5 | 7540 | 2050 | 11,30 | 3,07 | 6,0 |
| | ab | 12,55 | 15,5 | | | | | | | |
| Niederschöneweide Ausgang + 1 km | an | 1,22 | 19,5 | 27 | 4,0 | 7540 | 2050 | 30,20 | 8,20 | 8,9 |
| | ab | 1,35 | 19,5 | | | | | | | |
| Bahnhof Spindlersfelde | an | 1,47 | 21,1 | 12 | 1,6 | 7540 | 2050 | 12,07 | 3,28 | 8,0 |
| | ab | 2,03 | 21,1 | | | | | | | |
| über Köpenick, Schönweider Brücke | | | | 67 | 11,4 | 7540 | 2050 | 86,00 | 23,35 | 10,2 |
| Treptower Park | an | 3,10 | 32,5 | | | | | | | |
| | ab | 3,28 | 32,5 | | | | | | | |
| durch Berlin | | | | 50 | 9,5 | 7540 | 2050 | 71,70 | 19,50 | 11,4 |
| Luftschiffer-Kaserne | an | 4,18 | 42,0 | | | | | | | |
| | | | Summa | 255 | 42,0 | | Summa | 319,32 | 88,50 | |



Digitized by Google

indessen genügt mir diese Erklärung nicht, weil ich aus vielfachen Beobachtungen an Elektromobilen weiß, daß bei den hier in Betracht kommenden relativ kleinen Raddrücken kein nennenswerter Unterschied im Bewegungswiderstande durch das Material der Straßen entsteht, solange es sich um feste und praktisch ebene Straßenoberflächen handelt.

Aus den Summen-Werten der Tabelle lassen sich noch folgende, uns interessierende Ziffern ermitteln:

Versuchsdauer . . . . . 5 Stunden 58 Minuten
Reine Fahrzeit . . . . . 4 „ 15 „
Mittlere Fahrgeschwindigkeit aus der ganzen Fahrt . . . . . $\frac{42 \text{ km}}{4{,}25 \text{ Std.}} = 9{,}9$ km/Std.
Durchschnittliche Fahrleistung in der Stunde . . . . . $\frac{319{,}32}{4{,}25} = 75{,}2$ Gesamt-tkm/Std.
$\frac{88{,}50}{4{,}25} = 20{,}8$ Nutz-tkm/Std.

Da ferner die Motorleistung nach Angabe 45 PS. beträgt, so ergibt sich eine Fahrleistung von $\frac{75{,}2}{45} = 1{,}67$ tkm für 1 PS.-Std. Arbeitsaufwand.

Aus dem Umstande, daß die Fahrt hinsichtlich des Systems störungsfrei verlief, obgleich bei Ueberwindung der schlechten Chausseestellen doch recht erhebliche Anforderungen an die einzelnen Konstruktionsteile gestellt wurden, ist zu schließen, daß die konstruktive Durchbildung des Systems bei diesem Versuchszuge schon eine beachtenswerte Leistung darstellt. In der Tat konnte man Einzelheiten der Ausführung bemerken, die von besonderer Konstrukteur-Geschicklichkeit zeugten. Wenn daher das relativ geringe Gewicht der Fahrzeuge überall durch gute Konstruktion und Verwendung entsprechenden Materials erzielt sein sollte, so daß die Betriebssicherheit ausreicht, so könnte man in dieser Beziehung nichts an dem vorgeführten Zuge aussetzen.

Ebenso wie die Antriebseinrichtung, ließ auch die Lenkbarkeit nichts zu wünschen übrig, was ja auch bezüglich der Steuerung des Lokomoteurs zu erwarten war, weil diese nicht anders konstruiert ist und auch keinen anderen Arbeits-Bedingungen unterliegt, wie bei jedem gewöhnlichen Automobil. Bei einem der Anhängewagen stellte sich allerdings beim Anfahren in Kurven ein starkes Seitwärtsschieben der Vorderräder ein, bis der vorangehende Wagen in Bewegung gekommen war. Indessen waren ähnliche Erscheinungen während der Fahrt nicht zu beobachten gewesen; vielmehr folgten die einzelnen Wagen der Spur des Lokomoteurs in ganz befriedigender Weise, weil die Ausladung der hinteren



Digitized by Google

Rahmenenden so groß gemacht war, daß jeder Wagen von dem Schwanzende des vorangehenden genügend weit nach außen geführt wurde.

Die Ursache jener störenden Erscheinung beim Anfahren scheint mit einem Konstruktions-Detail in Zusammenhang zu stehen, das an dem Zuge nicht gleich auffiell, sondern sich nur dadurch bemerkbar machte, daß die Längswelle beim Anfahren immer erst einige Umdrehungen ausführen mußte, ehe die Wagenräder in Bewegung kamen. In die Bandbremsen-Trommel einer jeden Treibrad-Nabe ist nämlich eine uhrfederartige Federband-Kuppelung eingesetzt, durch deren Vermittelung erst die Kraft der rotierenden Hinterachsenenden auf die Treibräder übertragen wird, und durch ungleiche Spannung der Federn kann es wohl kommen, daß beim Anfahren eines der Räder früher zu treiben beginnt, als die anderen. Die Federbandkuppelungen in den Radnaben sind jedenfalls Einrichtungen, durch die sich die Treibachsen des Train-Renard doch erheblich von den normalen Differential-Achsen-Konstruktionen, und zwar wohl kaum vorteilhaft unterscheiden. Die Ermittelung und Beurteilung ihres Zweckes wird daher neben anderem unser besonderes Interesse verdienen.



Digitized by Google

## II. Die Literatur über den Train-Renard.

Bei der wirtschaftlichen und militärischen Bedeutung des mechanischen Transportes größerer Gütermassen auf der Landstraße ist es ganz selbstverständlich, daß sich neben den nur nach Effekt haschenden Blättern, die dem Train-Renard bekanntlich ausgiebigen Unterhaltungsstoff zu entnehmen wußten, auch die Fachpresse mit ihm beschäftigt hat. Um festzustellen, was über die Wirkungsweise des Renardzuges bekannt ist und welche Urteile über ihn unter den Fachleuten vertreten sind, sei hier das wesentlichste aus den bisherigen Veröffentlichungen unter besonderer Berücksichtigung alles dessen, was auf die Mechanik des Renardschen Systems Bezug hat, wiedergegeben.*)

Die erste und ausführlichste Abhandlung erschien von Oberst-Leutnant G. Espitalier in „Le Génie civil", Heft vom 19. Dez. 1903.

Nachdem in dieser zunächst der Wert dargelegt ist, den der mechanische Lastentransport und namentlich derjenige durch Automobil-Züge für die Verpflegung des Heeres hat, werden die Nachteile aufgeführt, die sich bei den Dampfstraßen-Lokomotiven der Engländer im Transvaal-Kriege herausgestellt haben. Forestier, der General-Inspekteur der Brücken und Chausseen, habe gesagt: Eine Zugmaschine (Tracteur) wird entweder schwer sein und die Behörden werden ihre Benutzung im Interesse der Chausseen verbieten, oder sie wird leicht sein und nur eine unbedeutende Last ziehen. — Zu den Nachteilen der Zugmaschine kommt noch die Gefahr des seitlichen Gleitens beim mittleren Wagen eines mit dieser betriebenen Zuges, die beim Kurvenfahren aus den Seiten-Komponenten der zwischen den gezogenen Wagen herrschenden Zugkräfte entsteht. — Der Renard'sche Zug beseitige alle diese Mängel, und die Benennung, die

*) Es ist nicht ausgeschlossen, dass auch noch andere technische Veröffentlichungen über den Train-Renard, als die nachfolgend aufgeführten, erschienen sind. Da in diesen aber bereits die verschiedensten Richtungen zum Ausdruck kommen, so dürften etwa unberücksichtigt gebliebene Aufsätze nichts Neues bieten.



Digitized by Google

Oberst Renard seiner Erfindung gegeben habe, stellt die beiden Prinzipien klar, auf denen diese beruht: Die „propulsion continue" und das „tournant correct". Worin diese Prinzipien bestehen, die der Akademie der Wissenschaften durch Maurice Lévy vorgetragen worden sind, wird dann ausführlich erläutert.

Danach wird unter „propulsion continue" ganz allgemein eine Kraft-Erzeugungs- und Arbeits-Verteilungs-Einrichtung für Automobil-Züge verstanden, unabhängig von den Mitteln, mit denen diese erreicht wird. Man betrachtet auch die elektrische Arbeitsverteilung als unter den Begriff der Renard'schen „propulsion continue" fallend. Es habe sich aber bei näherer Untersuchung herausgestellt, daß sie keine wirtschaftliche Lösung des Problems darstelle, und Oberst Renard habe sich daher an eine rein mechanische Transmission gehalten, die in der bekannten Längswelle besteht. Die Zusammensetzung der Welle wird beschrieben, auch wird die Notwendigkeit gleicher Ablenkungswinkel an den beiden Gelenken einer Zwischenwelle in Rücksicht auf die Gleichförmigkeit der Winkelbewegung besprochen. Das hierbei in Betracht kommende Problem der Kinematik sei durch Hauptmann Voyer aufgeklärt worden.*) Die von der Längswelle zu den Hinterachsen führende Kardan-Uebertragung ist ebenfalls erläutert mit dem Bemerken, daß auch Ketten zum Antriebe der Räder dienen können.

Mit dem „tournant correct" ist die Art und Weise einer solchen Steuerungs-Verbindung zwischen den einzelnen Wagen gemeint, die alle Hinterräder des Zuges zwingt, denjenigen des ersten Wagens in gleicher Spur zu folgen. Hierzu wird die geometrische Beziehung, die zwischen dem Radstand $a$, der Deichsellänge $b$ und der Schwanzlänge $c$ bestehen muß, um jene Forderung zu erfüllen, angegeben und aus den rechtwinkligen Dreiecken bewiesen, die die Strecken $a$, $b$ und $c$ mit den von ihren Enden nach dem Zentrum der Fahrkurve gezogenen Geraden bilden. Diese Beziehung lautet „$a^2 + b^2 = c^2$" und gilt gleichermaßen für Drehschemel wie für Achsschenkel-Lenkung. Die beabsichtigte Wirkung kann indessen nur bei der „propulsion continue" erzielt werden, weil sonst die aus den auftretenden Zugkräften herrührende Tendenz zum Seitwärts-Gleiten jede geometrische Kombination illusorisch machen würde.

*) Bei uns ist es in vielen Lehrbüchern in vollkommener Klarheit behandelt und das dürfte in Frankreich wohl ebenso der Fall sein.



Digitized by Google

Es folgt sodann ein beachtenswerter Abschnitt *) mit der Ueberschrift „Transmission élastique", der die Notwendigkeit eines elastischen Zwischengliedes in der Antriebs-Einrichtung eines jeden Wagens behandelt: Betrachtet man nämlich den Zug bei seinem Uebergange aus der Gerade-aus-Fahrt in eine Kurve, so ist leicht einzusehen, daß seine Länge sich verringert, weil diese anfänglich durch die Summe der Längen aller Längswellenteile **) und nachher durch eine Kurve, die in die gebrochene Linie der Längswellenteile eingeschrieben ist, bestimmt wird. Da aber die Geschwindigkeit an allen Treibachsen gleich ist, so kann der Abstand zweier Wagen nur dadurch vermindert werden, daß ein Gleiten im Sinne der Vorwärtsfahrt stattfindet; ebenso wird beim Wieder-Einbiegen in die gerade Fahrtrichtung eine Verlängerung des Zuges eintreten, die nicht ohne Gleiten im Sinne der Rückwärtsfahrt erreicht werden kann. Man kann übrigens bemerken, daß, während das Gleiten nach vorwärts keinen anderen schweren Nachteil mit sich bringt, als beträchtlich Kraft zu absorbieren, das Gleiten nach rückwärts noch den ferneren Nachteil herbeiführt, daß die Wagen sich schräg stellen***) werden nach allen Richtungen, weil sie für Rückwärtsbewegung nicht gesteuert sind; die Erfahrung zeigt sogar, daß hierdurch die Wagen in äußersten Fällen umgeworfen werden können. — Es wird daher notwendig, ein elastisches System in die Transmission einzuschalten. Ein solches wird in Gestalt eines Uhrfedergehäuses mit Spiralfeder ausgeführt, die den Antrieb von der Hinterachse zum Rade vermittelt. Die Nachgiebigkeit der Feder muß ungefähr $^3/_4$ einer Radumdrehung betragen und ihr maximales Moment muß groß genug sein, um nicht bei größter Steigung des Weges, im allgemeinen 10%, ganz zusammengerollt zu werden. Die Relativ-Bewegung zwischen Achse und Rad ist durch Anschläge begrenzt, um eine Verdrehung der Federn zu verhindern. — Eine solche Feder ist indessen nicht als einziges Mittel für den gedachten Zweck anzusehen,

*) Das Folgende über diesen Abschnitt ist eine wörtliche Uebersetzung des Originals, bei der nur in Rücksicht auf verständlichere Ausdrucksweise nötige Abweichungen vom französischen Text zugelassen sind.

**) Hier irrt sich Espitalier; denn es sind die Wagen- und Deichsel-Längen für die Länge des Zuges (auch in der Kurve) massgebend und nicht die Längswellen-Teile. Der Irrtum ist indessen für die zu untersuchende Erscheinung nicht von Belang.

***) „les voitures obliqueront" heisst es im Original.



Digitized by Google

man könnte sie auch beispielsweise durch Friktions-Organe ersetzen.

Ueber das Bremsen sämtlicher Wagen des Zuges durch die Längswelle, sowie über die Einrichtungen zum Zweck der Geschwindigkeitsveränderung ist nichts wesentlich anderes gegenüber meinem Bericht über den in Berlin vorgeführten Zug angegeben; es sei nur erwähnt, daß von Zügen mit 8 bis 10 Wagen und 18 km/Std. Geschwindigkeit die Rede ist; bei vier Anhängewagen soll mit denselben Fahrzeugen auch 36 km/Std. gefahren werden können. — Bei Erörterungen über die vielseitige Verwendbarkeit des Renard'schen Systems kommt Espitalier schließlich auch dazu, die Anwendung der propulsion continue für Eisenbahn-Züge zu empfehlen, was dazu führen würde, daß man in Gebirgen keine Zahnradbahnen mehr anzulegen brauchte.

Schließlich spricht sich Espitalier sehr respektvoll und hoffnungsfreudig über die Renard'sche Erfindung aus und nennt den Kommandant Paul Renard sowie Hauptmann Voyer und Hauptmann Borschnek als verdienstvolle Mitarbeiter an der Ausführung der Renard'schen Idee.

Nächst Espitalier hat

Fritz Krull, Zivilingenieur in Paris,

sich literarisch mit dem Train Renard beschäftigt und mehrere Aufsätze für deutsche Fachblätter geschrieben, die aber inhaltlich alle gleich sind. Gelesen habe ich die Krull'schen Aufsätze in

„Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens" 1904, Heft 6.

„Der Motorwagen" 1904, Heft 23.

„Zeitschrift des Oesterreichischen Architekten- und Ingenieur-Verein" 1904, Heft 39.

Wegen ihrer Uebereinstimmung können sie hier in einem rekapituliert werden:

Bei der Erörterung der Nachteile des Vorspann-Prinzips schildert Krull das Seitwärts-Rutschen gezogener Wagen und dessen Ursachen etwas übertrieben, steht aber sonst mit Espitalier auf gleichem Fuße. (Diese Auffassungen entsprechen ja auch den allgemein darüber verbreiteten Ansichten.) — Die Renard'sche Lösung des Straßenzug-Problems bezeichnet er als einfach und geistreich. — Ueber die Antriebseinrichtung finden wir nur eine sehr kurze Beschreibung, die auch nicht einmal andeutungsweise auf mechanische Eigentümlichkeiten eingeht, wie wir es bei Espitalier gefunden haben. Dagegen hat die geometrische Beziehung für die Lenkein-



Digitized by Google

richtung durch Figur und Ableitung eine eingehendere Würdigung gefunden; es wird ferner darauf hingewiesen, daß diese Beziehung nur für Kreisbogen gilt, so daß Abweichungen von der Spur eintreten müßten, wenn die Fahrkurve des Zuges eine „Parabel oder Spirale usw." sei. Diese Abweichung betrug nach Beobachtungen im ungünstigsten Falle am letzten Wagen 30 cm und ist nicht durch seitliches Gleiten, sondern durch eine „etwas unrichtige Einstellung" der Vorderachsen entstanden. — Daß der 50 PS.-Lokomoteur der vorjährigen Pariser Ausstellung mit 2 bis 4 Anhängewagen maximal 36 km/Std. erreicht haben soll, berichtet uns Krull in einer Form, als wenn dies tatsächlich durch Versuche festgestellte Ziffern seien. — Schließlich folgen noch ausführlichere Erörterungen über die vielseitige Verwendbarkeit des Renard-Zuges.

Von den beiden vorstehend genannten Referenten steht Espitalier offenbar dem Erfinder und dessen Mitarbeitern sehr nahe, so daß wir seine Ausführungen wohl mit Recht als die Ansichten der Erfinder selbst betrachten können. Während man nun bei Espitalier annehmen kann, daß er seinen Aufsatz auch unter dem Eindruck ausgeführter Versuche geschrieben hat, scheint dies bei Krull nicht der Fall zu sein.

Krull hat den Stoff zu seinen Artikeln, wenn man von dem Beiwerk absieht, wohl nur aus einer von der Firma Surcouf et Cie. herausgegebenen Druckschrift.

Trains automobiles à propulsion continue
Système Ch. Renard.

geschöpft. Die Erwähnung der Abweichung von der Spur um 30 cm infolge unrichtiger Einstellung der Vorderräder sowie die Geschwindigkeitsangaben lassen darauf schliessen. — Dass dabei die letzteren als beobachtete Tatsachen dargestellt werden, ist meines Erachtens nur auf eine literarische Unvorsichtigkeit zurückzuführen. Zwischen der Surcouf'schen Druckschrift und den Aufsätzen von Espitalier und Krull besteht übrigens ein so enger Zusammenhang, dass man nach der Kenntnisnahme von dem Inhalt jener beiden Aufsätze in der Druckschrift nichts wesentlich Neues mehr an technischen Angaben finden wird.

Einige weitere Stimmen sind bei Gelegenheit von Berichten über den „Salon de l'Automobile" d. J. 1903 laut geworden. Auf dieser Ausstellung wurde der Train-Renard bekanntlich zum ersten Male der Oeffentlichkeit vorgeführt. Jene Berichte geben entweder nur mit wenigen Worten die Grundgedanken des Renard'schen Systems an oder halten sich, wenn sie ausführlicher sind, an die von den Ausstellern



Digitized by Google

gegebenen Unterlagen. Ich habe deshalb aus ihnen im nachfolgenden nur diejenigen Stellen herausgesucht, die für die Beurteilung des Renard-Zuges in Betracht kommen können.

Unser ganz besonderes Interesse darf jedenfalls das Urteil der

„Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure", 1904, No. 2, Seite 67, in Anspruch nehmen. Sie bezeichnet den Train-Renard als „eine sehr bemerkenswerte Neuerung auf dem Gebiete der Massen-Förderung durch Motorwagen". Es sei nicht zu verkennen, dass diese Konstruktion der Anwendung der Motorwagen zur Beförderung grosser Lasten auf schlechtem Boden ein weites Feld eröffnet. Die Uebertragung grösserer Kräfte durch eine Gelenkwelle erscheine nach den bei Automobilen gewonnenen Erfahrungen unbedenklich. Eine Probefahrt mit 1 Vorspann- und 5 Lastwagen in Paris habe, obgleich die erzielte Geschwindigkeit schon wegen der grossen Menge von Zuschauern nicht bedeutend war, den Beweis für die Sicherheit des Wagenantriebes erbracht.

In der

„Allgemeinen Automobil-Zeitung", 1904, No. 1

stellt der Referent*) die Entscheidung über den Wert oder Unwert des Train-Renard der Praxis anheim. — Ueber die zwischen Achse und Treibrad eingeschaltete Federband-Kupplung schreibt er: „ . . . hat den Zweck, die Wirkung der Zentrifugal-Kraft auszugleichen, welche die Wagen nach vorne stösst, wenn von einer geraden Strecke in eine Kurve eingebogen wird, oder sie nach hinten drängt, sobald man aus der Kurve wieder in eine Gerade übergeht."

In der

„Zeitschrift des Mitteleurop. Motorwagen-Vereins" 1904, Heft 1, äussert sich Jul. Küster nach Vergleich mit anderen Zugsystemen anerkennend über den Train-Renard, ohne indessen seine Ansicht näher zu begründen.

Dagegen weist Max R. Zechlin-Charlottenburg in

„Automobil-Welt", 1904, No. 2,

auf die grosse Zahl von Reibungsstellen in den Lagern und Gelenken, in den Zahn- und Kegelrädern hin und gelangt zu dem Ergebnis, „dass sich das System höchstens bis zu zwei oder drei Anhängewagen mit der Aussicht auf wirtschaftlichen Nutzen durchführen lässt. Da in jedem angehängten Fahr-

*) unter dem Pseudonym Filius.



Digitized by Google

zeug etwa 30 bis 40 Prozent der Kraft durch den Uebertragungsmechanismus verloren geht, so bleibt für den einzelnen Wagen recht wenig Betriebskraft übrig." — In ähnlichem Sinne äussert sich Albert Bauer, Zivilingenieur in Paris im selben Blatte (1904, No. 4) und fügt seinen Ausführungen noch einen Beweis hinzu, indem er das Güte-Verhältnis eines aus fünf Wagen bestehenden Renard-Zuges zu 21,7 Prozent vorrechnet. Er kommt zu diesem Resultat durch die Annahme, dass jedes Gelenk und jedes Zahnräderpaar 90 Prozent Güteverhältnis habe, indem er die Zahl 0,9 mit der Anzahl der zwischen dem gemeinschaftlichen Motor und der Treibachse eines jeden Wagens liegenden Gelenke und Zahnrad-Paare potenziert und aus den so für alle Wagen einzeln erhaltenen Wirkungsgraden das arithmetische Mittel nimmt.

Einen besonderen Aufsatz widmet Louis Tourgan in „La France automobile" 1904, No. 1 dem Train-Renard und betont darin ebenfalls den schlechten Wirkungsgrad der Antriebseinrichtung infolge der Verluste in den Gelenken. Seiner Ansicht nach erhält jeder Anhängewagen 55 bis 60 Prozent weniger Kraft übertragen, als der vorhergehende. Hierbei könnten die letzten Wagen nicht mehr treibend, sondern nur noch bremsend wirken. Die Verluste in den Gelenken beim Kurvenfahren hält er für unberechenbar gross. — Die Frage des „tournant correct" sei von Aveling Porter schon im Jahre 1863 gelöst worden, demnach beim Train-Renard nicht neu.

Sieht man von den neuesten Veröffentlichungen ab, die durch die Berliner Vorführung des Renard-Zuges veranlasst worden sind, aber nichts neues für die Beurteilung gebracht haben, so dürfte mit den vorstehenden Auszügen ein nahezu vollständiges Bild der bis heute über den Train-Renard bestehenden Ansichten gegeben sein. — Für uns ist es nun von Interesse, zu prüfen, ob man auf Grund der vorliegenden Aeusserungen zu einem abschliessenden Urteil über den Train-Renard kommen kann, oder ob wir hierzu noch weiterer Untersuchungen bedürfen und nach welcher Richtung diese anzustellen sind.

Ueberblickt man nun zunächst einmal das vorliegende Material ganz allgemein, so fällt auf, dass die erklärten Freunde des Renard'schen Systems, Espitalier und Krull, ihre grössere Aufmersamkeit dem „tournant correct" zuwenden (indem sie für die Richtigkeit des zu seiner Erfüllung angewandten Mittels den Beweis antreten) und sich bei der Antriebs-Einrichtung auf die blosse Beschreibung



Digitized by Google

ohne jedwede Diskussion beschränken, während die Gegner gerade das für den Antrieb gewählte Mittel, die durchlaufende Gelenkwelle, angreifen und bezüglich der Lenk-Einrichtung höchstens die Priorität anzweifeln, und zwar suchen sie ihrerseits ebenfalls einen Beweis zu führen (durch Nachrechnung des Güte-Verhältnisses). Wir stehen also vor der Tatsache, dass jede der beiden Parteien einem anderen Teile des Objektes ihre Beweisführung widmet. Wir können also die Beweisführungen gar nicht miteinander vergleichen, was uns ja sicherlich dem Ziele näher gebracht haben würde, sondern sind darauf angewiesen, erst selber jede der Argumentationen zu prüfen.

Man könnte den Anhängern des Systems gewiss die Berechtigung zugestehen, sich auf die Beschreibung der Antriebseinrichtung zu beschränken, wenn ohne weiteres einzusehen wäre, dass die Gelenkwelle zur Erzielung der beabsichtigten Wirkung, jeden Wagen des Zuges anzutreiben, auch tatsächlich geeignet ist.

Die Gegner zweifeln dies allerdings an und für sich nicht an, sondern sehen die Unvollkommenheit der langen Gelenkwelle lediglich in ihren grossen Uebertragungs-Verlusten. Diese werden aber meines Erachtens viel zu hoch geschätzt; denn ich bin überzeugt, dass die am Wagenrahmen gelagerte, mit zwei Kardangelenken versehene Längswelle gerade infolge der Gelenke geringere Verluste verursacht, als wenn sie starr unter dem Wagenrahmen hindurchgeführt und dadurch den Lagerpressungen ausgesetzt wäre, die aus den unvermeidlichen Deformationen des Wagenrahmens entstehen würden. Wenn die Beurteilung Anspruch auf Objektivität erheben soll, so müssen die Verluste in diesen beiden Gelenken sehr gering oder vielleicht sogar gleich Null geschätzt werden, ebenso wie man bei der Schätzung des Güte-Verhältnis einer Werkstatt-Transmission die in einer Klauen-Kupplung der Wellenleitung entstehenden Verluste doch auch in der Regel vernachlässigt. Auch die Reibungs-Verluste in den Lagern der Längswelle dürfen nicht nennenswert hoch angenommen werden, weil die Welle die für die nachfolgenden Wagen erforderliche Energie ja doch nur in Form von solchen Drehmomenten zu übertragen hat, die theoretisch bei gerader Fahrt gar keine Lagerbelastung ergeben. Der wesentlichste Kraftverlust wird daher lediglich in den beiden Gelenken an der ausziehbaren Zwischenwelle zu suchen sein, und zwar auch in diesen nur deshalb, weil sie notwendigerweise selbst bei gerader Fahrt grössere Bewegungen (infolge der Bodenunebenheiten) auszuführen haben. Meine Schätz-



Digitized by Google

ung des Güteverhältnisses der Kardangelenke ist nun auch keineswegs aus der Luft gegriffen, sondern basiert auf Bremsversuchs-Ergebnisse, die an dem Treibrade eines elektrisch betriebenen Fahrzeuges gewonnen wurden, bei dem die Uebertragung zwischen dem Elektromotor und dem Treibrade aus einer zweifachen Stirnräderübersetzung mit zwischengeschalteter Kardanwelle bestand. Ich bin daher der Ueberzeugung, dass man mit einer Schätzung des Güteverhältnisses der gesamten Längswelle eines Wagens, soweit sie nur zur Fortleitung der Drehmomente dient, zu 0,9 den tatsächlichen Verhältnissen am nächsten kommt. — Zu den Verlusten in der Längswelle für die Drehmoments-Uebertragung kommen dann noch die im Getriebe eines jeden einzelnen Wagens entstehenden Verluste, die man nach dem Güteverhältnis gewöhnlicher Automobile mit Kardan-Uebertragung schätzen kann. Dieser Verlust hat aber nichts mit dem System des Train-Renard zu tun; denn er würde ja auch bei jedem einzeln fahrenden Automobil anderen Systems mit in den Kauf zu nehmen sein, seine Schätzung ist deshalb für die Beurteilung des Systems belanglos. — Die vom gemeinschaftlichen Motor in Form eines Drehmoments zu leistende Kraft ergibt sich demnach für jeden Anhängewagen durch Multiplikation des für ihn an und für sich erforderlichen Momentes mit 0,9 $^{m}$, wobei m die Ordnungsnummer bedeutet, die der betreffende Wagen im Zuge einnimmt. Durch Addition dieser Momente würde man dasjenige Moment erhalten, das vom Motor zu leisten ist, um die Längswelle in Bewegung zu erhalten. Vermag der Motor diesen Wert des Drehmomentes bei der gewählten Uebersetzung am Geschwindigkeitswechsel nicht zu leisten, so bleibt der Zug einfach stehen, und es ist die nächste kleinere Uebersetzung zu versuchen. Das Entstehen einer anderen Erscheinung infolge der in der Längswelle auftretenden Verluste, wie Louis Tourgan dies darstellt, ist doch ganz undenkbar. —

Die Verluste in den Gelenken der Längswelle scheinen mir demnach noch keinen Hinderungsgrund in der Anwendung der Renard'schen Antriebseinrichtung darzustellen; denn bei sechs Fahrzeugen könnte das Güteverhältnis der Längswelle noch immer 70 bis 75 Prozent betragen, und seine Verminderung beim Kurvenfahren würde sich doch auch erst bei sehr kleinen Kurven wesentlich bemerkbar machen.*) Aber ich halte, wie gesagt, vor allen Dingen die Frage noch gar nicht für geklärt, ob denn die Längs-

*) was bei den späteren Untersuchungen bewiesen werden wird.



Digitized by Google

welle in der von Renard vorgeschlagenen Form überhaupt zur Erfüllung der Aufgabe, die Kraft eines Motors auf verschiedene, durch die Treibräder des Zuges repräsentierte Arbeitsstellen ordnungsmässig zu verteilen, geeignet ist. Weder die Gegner haben sich mit dieser Frage beschäftigt, noch sind die Anhänger einschliesslich der „Zeitschrift d. Vereins Deutsch. Ing." darauf eingegangen. Dies macht den Eindruck, als wenn nach dieser Richtung gar kein Zweifel bestehen könnte. Ich verweise aber nur auf die Tatsache, dass bei allen Konstruktionen, die über den mechanischen Vierräder-Antrieb von Vorspann-Maschinen bekannt geworden sind, ein Ausgleichsgetriebe zur Verteilung der Motorleistung auf beide Achsen für notwendig gehalten wurde. Sollten demgegenüber hier, wo es sich um den Antrieb von noch mehr als zwei Achsen handelt, gleichartig wirkende Vorrichtungen überflüssig sein können? — Dies würde ja Schlussfolgerungen von weittragendster Bedeutung ergeben. — Die Berechtigung jener Frage mag fernerhin durch den Hinweis auf eine Doppelbestimmung des mechanischen Systems der Renard'schen Antriebseinrichtung erhärtet werden, die doch offenbar darin zu erblicken ist, dass allen Treibachsen durch die Antriebseinrichtung gleiche Umdrehungszahl gegeben wird, während ein fahrender Zug allen seinen Rädern gleiche Umfangsgeschwindigkeit gibt. Diese Doppelbestimmung erscheint vollkommen vergleichbar mit den Verhältnissen eines starren Trägers, der auf mehr als zwei Stützpunkte gelegt werden soll: es werden immer nur diejenigen zwei Stützen zum tragen kommen, die zufälligerweise um das allergeringste Mass über die anderen hervorragen.

Auf keinen Fall kann danach die Stellung der oben aufgeworfenen Frage für unbegründet gehalten werden; es muss ihr sogar eine gewisse prinzipielle Bedeutung beigelegt werden. Durch ihre Klärung werden wir daher voraussichtlich zu ganz neuen Gesichtspunkten für die Beurteilung des Train-Renard kommen. Bevor wir uns indessen damit beschäftigen, haben wir noch die vorliegenden Literaturstellen im einzelnen auf ihren Wert für das gesuchte Urteil zu prüfen und nachzusehen, ob nicht etwa noch weitere Fragen der Klärung bedürfen.

Durch den Aufsatz von Espitalier wird der Begriff dessen, was wir uns unter dem Train-Renard vorzustellen haben, insofern verschleiert, als danach jedes, den Zweck der „pro-



Digitized by Google

pulsion continue" erfüllende Mittel unter den Begriff eines Train-Renard fallen soll. Ueber den daraus entstehenden Zweifel hilft uns indessen die französische Patentschrift hinweg. In dieser ist als einzige Variante des Train-Renard der Fall vorgesehen, daß eine Anzahl nicht angetriebener Anhängewagen durch eine Reihe angetriebener Fahrzeuge von gleichem Gesamtgewicht gezogen wird. Als Uebertragungs-Einrichtung ist allein die Längswelle mit Kardangelenken beschrieben, und zur Kennzeichnung der Erfindung heißt es ausdrücklich: „In Straßen- oder Eisenbahnzügen ein System der Arbeitsübertragung auf die verschiedenen Wagen, gebildet aus einer vom Motor angetriebenen Längswelle, die zum Antrieb der Treibachsen der Wagen mittelst beliebiger Einrichtung bestimmt ist." Es kann also kein Zweifel darüber bestehen, daß als Antriebsmittel allein die Längswelle mit Kardangelenken den Begriff des Train-Renard ausmacht; jeder Zug mit anderer Uebertragungs-Einrichtung ist eben kein „Train-Renard" mehr. Dagegen kann die Art des Antriebes der Wagenräder von der Längswelle aus ganz beliebig gewählt sein. Entgegen der Espitalierschen Darstellung haben wir demnach für die Beurteilung des im Train-Renard angewandten Mittels zur Verteilung der Motorleistung auf die Treibräder eines Zuges nur nötig, uns mit der Untersuchung der Längswelle zu beschäftigen, um die darauf bezügliche Frage erschöpfend zu behandeln.

Ein anderer Punkt in Espitalier's Abhandlung muß dagegen unser Interesse im vollsten Maße in Anspruch nehmen; es ist dies die Begründung der Notwendigkeit einer „transmission elastique". Daß bei Aenderung des Krümmungsradius der befahrenen Kurve eine, wenn auch nur geringe Aenderung der Zuglänge eintritt, ist ohne weiteres einzusehen. Ob nun aber die Federbandkuppelungen geeignet sind, das dadurch an sich bedingte Gleiten der Treibräder und das Schrägstellen der Wagen zu verhindern, und wie sich die Federn dabei verhalten werden, ist doch keineswegs selbstverständlich oder leicht zu erkennen. Hier bedürfen Espitalier's Ausführungen sehr der Ergänzung, umsomehr, als es sich um eine wichtige Frage der Betriebssicherheit handelt, wenn — wie Espitalier selbst angibt — die Erfahrung gelehrt hat, daß die Wagen unter den hierbei obwaltenden Verhältnissen eventuell sogar umgeworfen werden können. Nun ist es aber auch wieder nicht ohne weiteres verständlich, wieso die doch immerhin nur verhältnismäßig kleinen Veränderungen der Zug-Länge solche Verschiebungen der Fahrzeuge herbeiführen können, daß jene erfahrungs-



Digitized by Google

mäßig festgestellte Tatsache des gelegentlichen Umwerfens eines Wagens zustande kommen kann. Es scheint, als ob hierbei doch noch andere Ursachen mitgewirkt haben. Jedenfalls werden wir bei unserer Untersuchung auch nach einer Erklärung für diese Erscheinungen zu forschen haben, da neben Espitalier's unvollständigen Ausführungen nur noch die „Allg. Aut. Zeitung" von ihnen Notiz genommen hat, aber leider auch nicht näher darauf eingeht.*)

Bezüglich der von Espitalier und Krull angegebenen Fahrgeschwindigkeiten ist darauf hinzuweisen, daß sie nicht mit den tatsächlich beobachteten übereinstimmen. Mir ist die relativ geringe Fahrgeschwindigkeit bei einer Probefahrt in Paris aufgefallen; auch die am 18. November 1904 bei Berlin ausgeführte Fahrt bestätigt dasselbe. Schließlich hat auch der Berichterstatter der „Z. d. V. D. I." die geringe Geschwindigkeit beim Pariser Ausstellungszuge festgestellt, glaubt sie aber auf Verkehrshindernisse durch die Menge der Zuschauer zurückführen zu müssen. Es darf übrigens auch aus rein praktischen Erwägungen in Zweifel gezogen werden, ob ein Wagen, dessen Konstruktion sich bei Geschwindigkeiten bis zu 15 km/Std. bewährt hat, auch wirklich so ohne weiteres für 36 km/Std. Geschwindigkeit geeignet ist.

Aus Krull's Artikeln ist die zutreffende Bemerkung zu beachten, daß die in Rücksicht auf das genaue Wenden gewählten Längen der Wagenteile nur solange die beabsichtigte Wirkung haben, als der Zug sich auf Kreisbahnen bewegt. Vergegenwärtigt man sich die Tatsache, daß die Fahrkurve fast fortwährend Veränderungen unterliegt, so ist einzusehen, daß die Voraussetzung konstanter Fahrkurven-Krümmung fast nie erfüllt ist. Deshalb ist es doch sehr wichtig, zu wissen, was denn in Wirklichkeit, d. h. bei stets wechselnden Krümmungsradien der Fahrbahn, eintreten wird und was es mit der „etwas unrichtigen Einstellung der Vorderräder" auf sich hat. Hier ist also auch eine ergänzende Untersuchung notwendig.

Unsere Rundschau in der Fach-Literatur hat uns nun gezeigt, daß von einem abschließenden Urteil über den Train-Renard noch keine Rede ist. Dort, wo wir Urteile gefunden haben, waren diese niemals auf wirkliche Untersuchungen, sondern lediglich auf das subjektive, technische Gefühl gegründet, das den jeweiligen Autor zu einseitigen Erörterungen nach der einen oder anderen Richtung veran-

*) Nach dem Wortlaut zu urteilen, handelt es sich nur um eine laienhafte, entsetzlich entstellte Wiedergabe der Espitalier'schen Begründung.



Digitized by Google

laßte. Daher kommt es auch, daß sich die Urteile so vollkommen widersprechen.

Neben dieses negative tritt nun aber das positive Ergebnis unserer Rundschau, daß wir durch sie auf eine Reihe ungeklärter Fragen aufmerksam geworden sind. Außerdem sind uns durch die Literatur in praxi beobachtete Tatsachen bekannt geworden, die teils als Bestätigung, teils zur Ergänzung eigener Feststellungen wertvoll sind.

Es wird nun unsere Aufgabe sein, zwischen diesen Tatsachen und den Gesetzen der Mechanik die Brücke logischen Zusammenhanges zu schlagen. Wenn uns dies gelingt, so dürfen wir darauf rechnen, zur Lösung der ungeklärten Fragen und damit zu einem unanfechtbaren Urteil über den Train-Renard zu kommen

---



Digitized by Google

# III. Untersuchungen über die Lenk-Einrichtung des Train-Renard.

Zur Ergänzung der an Hand der Figuren 1 bis 3 erfolgten Beschreibung ist in Fig. 4 noch das Schema eines Zuges im Aufriß und in Fig. 5 der Grundriß eines solchen bei Fahrt der Wagen auf einem Kreisbogen angegeben. In diesen ist auch die Lenk-Einrichtung angedeutet. Sie unterscheidet sich beim Lokomoteur durch nichts von der bei Automobilen bekannten Achsschenkel-Lenkung mit irreversibler Einstellung durch das Handrad einer Steuersäule. Auch bei den Anhängewagen ist eine Lenkung durch drehbare Achsschenkel angewandt, jedoch werden diese hier durch eine Deichsel mittelst doppelten Lenker-Vierecks eingestellt. Diese Einrichtung ist im Einzelnen aus Fig. 6 zu ersehen und zwar ist $H$ die mit einem Kugelzapfen $J$ versehene Deichsel. $J$ paßt in eine entsprechende Pfanne mit Deckel, die am äußersten Ende des voranfahrenden Wagens befestigt ist. Der Gelenkbolzen $P$ gestattet der Deichsel, allen Bewegungen des Punktes $J$ in vertikaler Ebene ohne Einfluß auf die Lenkung zu folgen, dagegen wird jede Seitenbewegung mittelst des um den vertikalen Zapfen $K$ drehbaren Gabelstückes auf die Lenker-Vierecke $K\ L\ M\ N$ und $K\ L'\ M'\ N'$ und damit auf die Achsschenkel $O$ und $O'$ übertragen. Die Winkel $\alpha = \alpha'$ und $\beta = \beta'$ sind in bekannter Weise derartig gewählt, daß die Verlängerungen der geometrischen Achsen beider Schenkel sich jederzeit möglichst nahe bei ein und demselben Punkte der Hinterachsen-Verlängerung treffen, wie dies in Fig. 7 gezeichnet ist. Werden die Längen $RK=a$, $KJ=b$ und $JR_1=c$ derartig ausgeführt, daß die uns aus der Literatur bekannte Beziehung $a^2+b^2=c^2$ zwischen ihnen besteht, so können die Hinterräder der beiden miteinander verbundenen Wagen bei Kreisfahrt in gleicher Spur laufen. Jene Beziehung gilt nicht nur für den in Fig 8 dargestellten, einfacheren Fall, daß die Vorderräder auf einer ungebrochenen, um den Spannnagel $K$ beim Lenken drehbaren Achse sitzen, sondern ebenso gut auch bei Achsschenkel-Lenkung; denn die letztere muß ja bei richtiger Ausführung in ihrer Wirkung mit der Drehschemel-Lenkung



Digitized by Google

Digitized by Google

übereinstimmen. Wir können deshalb an Stelle der in Fig. 7 gezeichneten Verhältnisse jederzeit ohne weiteres diejenigen der Fig. 8 substituieren, wovon wir wegen der einfacheren Darstellungsweise Gebrauch machen werden.

Beim Lokomoteur kann die bekannte Lenkvorrichtung nicht anders, als in der bekannten Weise wirken, sofern die „propulsion continue" ihren Zweck erfüllt, d. h. am Ende des Lokomoteurs keinerlei störende Kräfte wirksam sind.

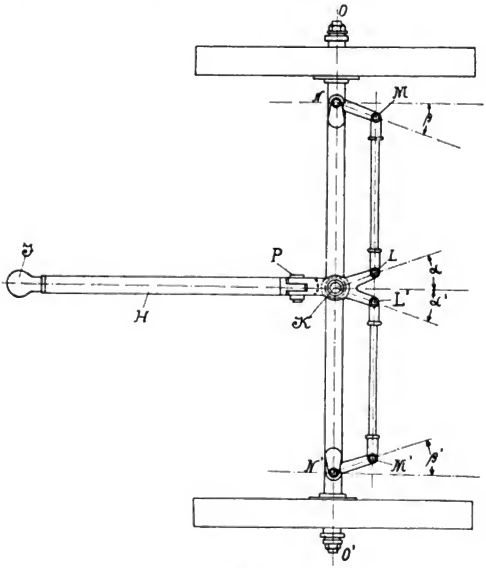



Fig. 6.

Unter dieser Voraussetzung kann der Lokomoteur von der Hand des Lenkers genau so beherrscht werden, wie ein einzeln fahrendes Automobil; der Lokomoteur führt also Bewegungen aus, die in jedem Moment durch den Willen des Lenkers bestimmt sind.*) Der Wille des Fahrers kommt auch in den Bewegungen des Kupplungspunktes $J_1$ (siehe

*) Normale Verhältnisse, insbesondere genügende Adhäsion auf der Fahrbahn vorausgesetzt.



Digitized by Google

Fig. 4 und 5) für den ersten Anhängewagen unmittelbar zum Ausdruck; denn dieser ist mit dem Lokomoteur starr verbunden. Von hier ab hört aber jeder individuelle Einfluß auf;

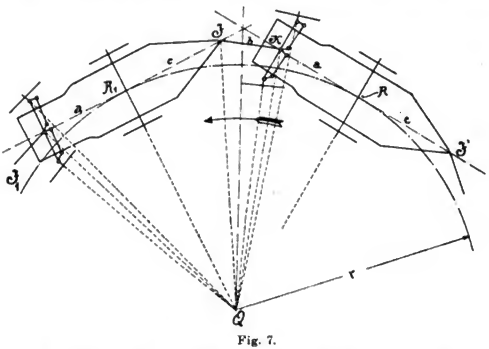



Fig. 7.

die Bewegungen sämtlicher Anhängewagen sind dann als Funktionen der Bahn des Punktes $J_1$ nach den Gesetzen der Mechanik gegeben, sie lassen sich daher immer vorausbe-

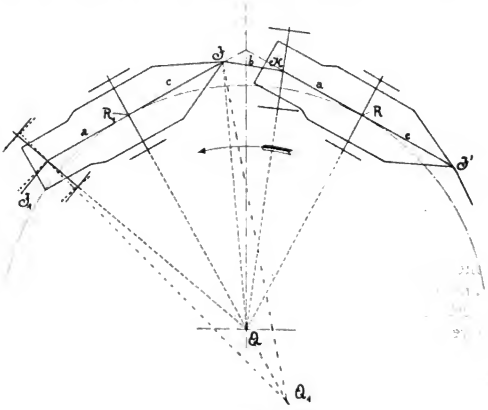



Fig. 8.



Digitized by Google

stimmen, sobald die Bahn des Punktes $J_1$ bekannt ist, oder eine bestimmte Bahn dafür angenommen wird. Deshalb muß es möglich sein, die Wirkungsweise des „tournant correct" allgemeiner zu untersuchen, als dies bisher geschehen ist.

Stellungen des Zuges, wie sie in Fig. 5 und 8 dargestellt sind, können nur dann erreicht werden, wenn sich der Punkt $J_1$ bereits während einer der Länge des Zuges entsprechenden Zeitdauer auf einem Kreisbogen bewegt hat; der Fahrer darf also während dieser Zeit die Stellung des Handrades nicht verändert haben. Es ist dies offenbar ein Spezialfall, der in Wirklichkeit nicht die Regel bilden wird; es genügt also nicht, sich auf ihn bei der Untersuchung zu beschränken, wohl aber kann er als Ausgangspunkt unserer Betrachtungen dienen.

Daß alle Fahrzeuge bei einer längeren Kreisbewegung des ersten Kupplungspunktes in gleicher Spur laufen, wenn die Beziehung $a^2+b^2=c^2$ eingehalten ist, läßt sich leicht aus den rechtwinkligen Dreiecken $QRK$, $QKJ$ und $QJR_1$ beweisen. In diesem Falle treffen die Achsen-Verlängerungen in dem Punkte $Q$ zusammen, der dann Mittelpunkt der befahrenen Kreisbahn ist. Sobald die Lenkräder des vorderen Wagens aber eine andere Einstellung erhalten, z. B. die in Fig. 8 punktierte, ist für ihn nicht mehr $Q$ sondern $Q_1$ der Drehpunkt der Fahrkurve. Ebenso wie nun der Punkt $J_1$ der Deichsel in die punktierte Lage nur durch eine allmählich fortschreitende Lagen-Aenderung gekommen sein kann, so kann auch der Drehpunkt der Fahrkurve des vorderen Wagens nur durch eine allmähliche Verschiebung auf der Geraden $R_1Q$ über $Q$ hinaus nach $Q_1$ gelangt sein; der Radius der Fahrkurve ist dabei von $R_1Q$ allmählich auf $R_1Q_1$ gewachsen.

Findet eine solche Veränderung der Radienlänge beim Fahren statt, so kann die Fahrbahn, die während der Radienveränderung von den Rädern beschrieben wird, nicht mehr ein Kreis sein, obwohl sie in jedem Moment das Resultat einer Kreisbewegung um den augenblicklichen Achsenschnittpunkt $Q$ sein muß; denn nur bei einer Bewegung der Räder, die senkrecht zur jeweiligen Lage ihrer Achsen — also wie das Kreisbogenelement zu seinem Radius — erfolgt, kommt regelrechtes Abrollen ihrer Umfänge auf der Fahrbahn zustande.

Bekanntlich kann man sich nun aber jede Kurve als das Ergebnis momentaner Kreisbewegungen mit veränder-



Digitized by Google

lichen Radien vorstellen. Mithin ist der mechanische Vorgang, wie die Radbahnen entstehen, vollkommen mit jener Vorstellung über die geometrische Entstehung von Kurven vergleichbar: Der Schnittpunkt $Q$ der Achsenverlängerungen beschreibt den geometrischen Ort der Krümmungsmittelpunkte für die Radbahnen; die Radbahnen selbst sind also Evolventen der Schnittpunktskurve und letztere ist dann natürlich Evolute der Radbahnen.

Diese Auffassung muß naturgemäß für alle Wagen eines Zuges zutreffend sein. Vom ersten Wagen — dem Lokomoteur — wissen wir aber, daß er vom Fahrer ganz beliebig gelenkt werden kann; der Verlauf der Achsenschnittpunkts-Kurve ist hier also allein davon abhängig, unter welchen Winkel der Fahrer die Räder gegeneinander einstellt. Da hierfür aber keinerlei Einschränkungen — abgesehen von den Grenzanschlägen der Steuerung — oder Beeinflussungen bestehen, so ist eine nähere Bestimmung der Radbahnen des ersten Wagens unmöglich, wie ja auch die Evolventen einer regellosen Kurve nur einen ebenso regellosen Verlauf haben können.*)

Für die Radbahnen der Anhängewagen muß indessen noch eine nähere Bestimmung möglich sein, da sie — wie schon erwähnt — von dem Willen des Lenkers nur mittelbar beeinflußt werden können, und sich selbsttätig nach der Bahn des Lokomoteurs richten. Um hierüber Aufschluß zu erhalten, wollen wir die Abhängigkeit der Bahn des Punktes $K$ (Fig. 8) von derjenigen des Punktes $J$ festzustellen suchen:

Der Punkt $K$ liegt auf der Achse der beiden Räder, deren Abstand er halbiert. Die Räder müssen sich — wie wir wissen — beim Fahren in jedem Augenblick senkrecht zu ihrer Achse bewegen. Mithin hat sich auch der Punkt $K$ stets senkrecht zu seiner Radachse zu bewegen. Da aber die Strecke $JK$ (Deichsel $b$) recht winklig mit der fraglichen Achse verbunden ist, so bewegt sich $K$ stets in Richtung dieser Strecke, d. h. $JK$ ist stets Tangente an die Bahn des Punktes $K$. Diese Tangente hat aber bis zur Bahn des Punktes $J$ die konstante Länge $b$. Daraus folgt als Kennzeichen für die von $K$ beschriebene Kurve, daß das Stück der Tangente vom Berührungspunkte bis zu einer

*) Krulls Annahme, dass die Fahrkurve eine „Parabel oder Spirale u. s. w." sei, entbehrt daher jeglicher Begründung.



Digitized by Google

anderen Kurve — nämlich derjenigen des Punktes $J$ — konstant ist. Kurven dieser Art heißen Traktorien (Aequitangentialkurven)*) Folglich wissen wir nun, daß der Punkt $K$ eine Traktorie mit der Bahn des Punktes $J$ als Direktrix beschreibt. — Aus den gleichen Gründen muß auch der Punkt $R$ eine Traktorie beschreiben, und zwar eine solche mit der Bahn des Punktes $K$ als Direktrix. Durch diese ist dann schließlich auch der Weg des Punktes $J'$ bekannt; denn man erhält diesen, indem man auf einer Anzahl von Tangenten an die vom Punkte $R$ beschriebene Traktorie vom jeweiligen Berührungspunkte aus die Strecke $c$ abträgt und die so gefundenen Punkte miteinander verbindet.

In allen Fällen, in denen uns neben dem Charakter der Fahrkurve auch die besonderen Entstehungsbedingungen in einer analytisch leicht ausdrückbaren Form bekannt sind, können wir den Lauf der Räder am besten aus den Gleichungen der betreffenden Kurven kennen lernen.

Geht der Zug z. B. aus einer Kurvenfahrt in Geradeaus-Fahrt über, so hat der Führer des Lokomoteurs die Vorderräder aus der vorher eingehaltenen Winkelstellung in die gerade Stellung gebracht. Während der Kupplungspunkt $J_1$ am Lokomoteur sich vorher auf einer nicht näher bekannten Kurve bewegt hat, setzt er alsdann seinen Weg auf einer bekannten Bahn — nämlich der Geraden — fort und daher wissen wir, daß der Punkt $K$ von nun an eine Tractrix (Tractorie der Geraden) beschreibt, für die die Koordinaten-Gleichungen**)

$$x = b\,(\varphi - \mathfrak{Tg}\,\varphi) \qquad (1)$$

und

$$y = \frac{b}{\mathfrak{Cof}\,\varphi} \qquad (2)$$

bekannt sind, in denen $b$ die Deichsellänge und $\varphi$ eine unabhängige Variable bezeichnet (es ist die Fläche des gleichseitigen Hyperbel-Dreiecks der Hyperbelfunktionen). Die Abscissen-Achse liegt hierbei in der vom Lokomoteur beschriebenen Geraden und der Koordinaten-Ursprung dort, wo $y=b$, also $\mathfrak{Cof}\,\varphi=1$ ist; denn $\mathfrak{Tg}\,\varphi$ kann nur in dem einen Falle gleich $\varphi$ und damit $x=o$ werden, wenn $\varphi = o = \mathfrak{Tg}\,o$ ist, wobei $\mathfrak{Cof}\,\varphi = \mathfrak{Cof}\,o = 1$ wird. Es bedeutet dies, daß die Abscissenwerte von derjenigen Stelle ab gerechnet werden,

*) Nach Wölffing in Luegers Lexikon (1. Aufl.) Bd. VII, S. 705.

**) vergl. „Hütte" 1902 I. S. 108.



Digitized by Google

in der sich die Deichsel des Anhängewagens beim Rückwärtsfahren des Lokomoteurs auf seiner geraden Bahn senkrecht zum Lokomoteur gestellt haben würde. Die Gleichung (2) zeigt uns nun, daß die Vorderräder des ersten Anhängewagens — mathematisch ausgedrückt — erst in der Unendlichkeit auf die gerade Spur des Lokomoteurs kommen können; denn erst für $\mathfrak{Cof}\,\varphi = \infty$ wird $y=o$. Berücksichtigt man aber, daß der Flächeninhalt $\varphi$ eines Hyperbel-Dreiecks schon bei geringer Länge der Hyperbel-Aeste seinem Grenzwerte (der Fläche zwischen der Hyperbel und ihren Assymptoten) nahe kommt, also nur wenig steigerbar ist, und daß ebenso $\mathfrak{Tg}\,\varphi$ sehr bald seinen Grenzwert 1, das ist die Länge der Scheitel-Tangente bis zur Assymptote annähernd erreicht, wohingegen die Länge von der Projektion eines Hyperbelpunktes auf die Abscissen-Achse bis zum Hyperbel-Mittelpunkte (der Wert $\mathfrak{Cof}\,\varphi$) unter gleichen Verhältnissen sehr hohe Werte annimmt, so ist einzusehen, daß schon nach kurzem Wege $x$ des Lokomoteurs der verbleibende Abstand $y$ der Anhängewagen-Räder von der Spur des Lokomoteurs recht klein werden wird. Es ist z. B. bei $x=4b$, also $\varphi=5$ und $\mathfrak{Tg}\,\varphi=\sim 1$, schon $\mathfrak{Cof}\,\varphi=\mathfrak{Cof}\,5=\sim 74$ und folglich $y=\frac{1}{74}\cdot b$, d. h. wenn der Lokomoteur einen Weg von noch nicht einmal vierfacher Deichsellänge zurückgelegt hat (für die genauere Weglänge, die noch kürzer als $4b$ ist, kommt es auf die Stärke der Krümmung der vor dem Uebergang in die Gerade-Fahrt befahrenen Kurve an), sind die Vorderräder des ihm folgenden Anhängewagens bereits bis $\frac{1}{74}$ der Deichsellänge an seine Radspur herangekommen, folgen dieser also schon ziemlich genau. Es ergibt sich hieraus übrigens, daß ein Anhängewagen umso schneller auf die Spur des vorangehenden Wagens kommen wird, je kürzer seine Deichsel ist.

Das für den Lauf des ersten Vorderradpaares beim Uebergang von einer Kurve in die gerade Fahrt leicht anwendbare analytische Verfahren würde uns nun freilich schon bei der Ermittelung des Weges der Hinterräder des ersten Anhängers zu zeitraubenden Rechnungsoperationen nötigen, die sich bei jedem folgenden Räderpaare noch außergewöhnlicher und umständlicher gestalten würden, ohne eine Gewähr für die nötige Uebersichtlichkeit zu bieten. Deshalb erscheint es zweckmäßiger, sich für die weitere Untersuchung eines graphischen Verfahrens zu bedienen, selbst wenn dies wegen der anzuwendenden näherungsweisen Konstruk-



Digitized by Google

tion der Traktorien kein absolut richtiges Bild geben sollte. Wir sind ja leider dabei auf eine näherungsweise Konstruktion angewiesen, da wir an Stelle von unendlich kleinen Kreisbogen, aus denen sich die zu konstruierenden Radbahnen zusammensetzen, solche von endlicher Länge verwenden müssen, wie dies ja auch bei dem bekannten Verfahren zur Konstruktion von Kreis-Evolventen geschieht.

Ueber zwei für den vorliegenden Zweck entwickelte Traktorien-Konstruktions-Verfahren sei folgendes bemerkt, um dem Leser eine Kontrolle ihrer Zulässigkeit und damit der Genauigkeit des Resultats zu ermöglichen:

1. Die Bogen-Konstruktion. Da eine Traktorie durch Bewegung einer Strecke in einer Ebene entsteht, so vergegenwärtigen wir uns den bekannten Satz, nach dem jede Lagenänderung einer Strecke durch eine Kreisbewegung entstanden gedacht werden kann. Der Drehpunkt dieser Kreisbewegung ist der Schnittpunkt der Lote, die man über den Mitten der Verbindungslinien zwischen der ersten und der zweiten Lage eines jeden der Strecken-Endpunkte zu errichten hat. — Soll daher die vom Endpunkte $B$ einer Strecke $AB$ (Fig. 9) erzeugte Traktorie für die Kurve $UV$ als Direktrix konstruiert werden, so nimmt man als zweite Lage des Endpunktes $A$ den Punkt $A_2$ auf $UV$ an, errichtet über $A_1A_2$ ein Mittellot, das sich mit dem in $B_1$ auf $A_1B_1$ errichteten Endlote im Punkte $C_1$ schneidet, und schlägt um $C_1$ mit $C_1B_1$ und um $A_2$ mit $AB$ Kreisbogen, die sich in $B_2$ treffen. Der Bogen $B_1B_2$ ist ein Stück der gesuchten Traktorie, da die Bedingung, daß die Erzeugende $AB$ in jedem Traktorienpunkte Tangente sein muß, sowohl für $B_1$ als auch $B_2$ erfüllt ist; es folgt dies aus der Kongruenz der Dreiecke $A_1B_1C_1$ und $A_2B_2C_1$ wegen der Gleichheit der drei Seiten. Bei der Konstruktion mußte an die Stelle des Mittellotes über $B_1B_2$ das Endlot in $B_1$ treten, da ja $B_2$ erst noch zu suchen war; es war dies ohne weiteres zulässig, da beide Lote das Mittellot über $A_1A_2$ in ein und demselben Punkte $C_1$ treffen müssen. — Zur Fortsetzung der gesuchten Kurve nimmt man auf der Direktrix den Punkt $A_3$ an und errichtet über $A_2A_3$ das Mittellot, das sich nun mit dem durch die Linie $B_2C_1$ bereits gegebenen Endlot in $C_2$ schneidet. Der Schnittpunkt der mit $C_2B_2$ um $C_2$ und mit $AB$ um $A_3$ geschlagenen Bogen ergibt den Traktorienpunkt $B_3$ und der Bogen $B_2B_3$ das nächste Kurvenstück u. s. f.

2. Die Tangenten-Konstruktion. Nach wiederholter Anwendung des in Fig. 9 dargestellten Konstruktions-



Digitized by Google

Verfahrens werden die Krümmungs-Radien der Traktorienstücke so groß, daß ihre Drehpunkte außerhalb der Zeichen-

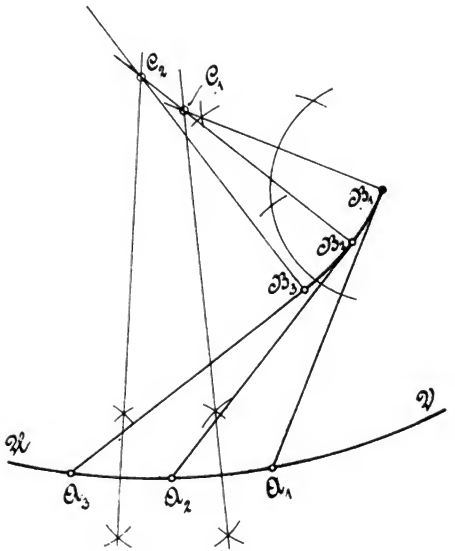



Fig. 9.

fläche zu liegen kommen. Alsdann kann man die Konstruktion der Kurve durch ein anderes Verfahren fortsetzen, das sich auf den Umstand gründet, daß zwei an einen Kreisbogen gelegte Tangenten mit der zwischen ihren Berührungspunkten gezogenen Sehne ein gleichschenkliges Dreieck bilden. Ist man z. B. nach dem vorigen Verfahren bis zur Lage $A_5 B_5$ der Erzeugenden $AB$ in Fig. 10 gekommen, so hat man zur Auffindung weiterer Traktorienpunkte um $B_5$ einen Kreis mit beliebigem, nicht zu großen Radius zu schlagen, der die Erzeugende in $D$ und $E$ trifft. Schlägt man ferner um $D$ einen Bogen mit $A_5 E$, der die Direktrix in $A_6$ schneidet, und verbindet $A_6$ mit $D$, so braucht man nur noch den beliebig angenommenen Radius $B_5 D$ von $D$ aus auf $D A_6$ abzutragen, um dadurch in $B_6$ den nächsten Traktorien-



Digitized by Google

punkt zu erhalten; denn $B_6 D B_5$ ist das gleichschenklige Dreieck über der Sehne $B_5 B_6$ in dem die Traktorie ersetzenden Kreisbogen $B_5 B_6$. Trägt man von $B_6$ aus wieder eine $B_5 D$ gleiche Strecke auf $B_6 A_6$ ab bis $F$, schlägt von hier aus mit $A_5 E$ den Bogen nach $A_7$ und schneidet ebenfalls von $F$ aus mit $B_5 D$ ein Stück bis $B_7$ auf $F A_7$ ab, so ist $B_7$ wieder ein Traktorienpunkt, u. s. f.

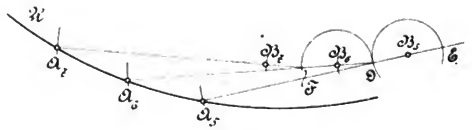


Fig. 10.

Beide Konstruktions-Verfahren ergeben Traktorien, die aus Kreisbogen zusammengesetzt sind. Die dadurch möglichen Fehler können sehr klein gehalten werden, indem man namentlich bei kleinen Krümmungsradien der Traktorien nur sehr kurze Kreisbogen, dafür in größerer Zahl, konstruiert, ohne indessen hierin zu weit zu gehen, weil sonst durch die beim Zeichnen unvermeidlichen Ungenauigkeiten infolge allzu häufiger Wiederholung des Verfahrens doch wieder Fehler entstehen. Die Verfahren sind beide bei jeder Gestalt der Direktrix anwendbar, deshalb können wir mit ihrer Hilfe die mittlere Spur eines jeden Räderpaares nach der vom vorangehenden Räderpaar beschriebenen Kurve konstruieren. Dies ist in Fig. 11 bis zur Bahn des Vorderräderpaares am dritten Fahrzeuge für den Fall durchgeführt worden, daß der Zug von einer Kurvenfahrt in die Gerade übergeht, und zwar sind nicht die eigentlichen Radbahnen, sondern es ist dafür die mittlere Spur eines jeden Räderpaares gezeichnet worden, weil diese — die Traktorie — alle Charakteristika der wirklichen Spuren beider Räder in übersichtlicherer Form enthält.

Die Bedeutung der zugrunde gelegten Strecken ist in Fig. 11 angegeben. Die Ausgangsstellung der die Wagenglieder darstellenden Strecken entspricht den Verhältnissen eines Zuges, der im Kreise um den Punkt $Q$ herumgefahren ist und von dem gezeichneten Moment ab in die gerade Richtung der Strecke $J_1 R_1$ übergehen soll. $R_1$ beschreibt die Spur der Hinterräder des ersten Fahrzeuges, also die Gerade. Der Kuppelungspunkt zwischen dem ersten und zweiten Fahrzeuge $J_1$ bewegt sich ebenso, und seine Bahn bildet die



Digitized by Google

Direktrix für die vom Punkt $K_2$ beschriebene Kurve, die dadurch eine Traktrix werden muß. Diese Kurve wurde einmal durch Eintragung der nach Gleichung (1) und (2) berechneten Koordinaten in ein rechtwinkliges Achsensystem ermittelt, aber dann auch noch nach dem ersten der vorstehend beschriebenen Konstruktions-Verfahren festgestellt. Die Uebereinstimmung beider Kurven kann als Beweis für die Richtigkeit des Konstruktionsverfahrens dienen. Bei der Konstruktion sind zusammengehörige, wichtige Punkte mit gleichen Ziffern bezeichnet worden. Die in den verschiedenen Lagen der Deichsel $K_2 J_2$ im oberen Endpunkte errichteten Lote hüllen übrigens als deren Tangenten diejenige Kurve ein, deren Evolvente die Traktrix ist, nämlich die Kettenlinie, die in der Figur durch jene Tangenten angedeutet ist. — Mit der von $K_2$ ausgehenden Kurve als Direktrix ist sodann die mittlere Spur der Hinterräder (Punkt $R_2$) konstruiert und aus dieser die Bahn des nächsten Kuppelungspunktes $J_2$ entwickelt worden, die dann wieder die Direktrix für die mittlere Spur der Vorderräder des dritten Fahrzeuges bildet. Die letztere geht vom Punkt $K_3$ aus und ist nur durch die Tangenten dargestellt.

Die in Fig 11 durchgeführte graphische Ermittlung der Radspuren eines schienenlosen Wagen-Zuges liefert den Beweis dafür, daß die Einhaltung der Beziehung $a^2 + b^2 = c^2$ k e i n e Gewähr für das Folgen sämtlicher Wagen in gleicher Spur bietet; denn weder die Kurven der Vorderrad- noch diejenigen der Hinterrad-Bahnen decken sich im Bereich der Zeichnung. Man sieht nur, daß alle Radbahnen auf die Spur des ersten Wagens hinstreben, wobei aber jede Bahn an der Abbruchstelle in der Zeichnung immer noch einen größeren Abstand von der Spur des ersten Wagens, wie diejenige, des vorangehenden Paares hat. Es wird daher auch jedes der nachfolgenden Räderpaare später in die Spur des Lokomoteurs kommen, wie ein vorangehendes.

Dieses Ergebnis wird auch gar nicht Wunder nehmen, nachdem man weiß, daß die Radbahnen Traktorien sind und jede von ihnen, eine andere Direktrix hat. Das ständige Folgen aller Wagen in gleichen Spuren würde doch zur Voraussetzung haben, daß für alle Radbahnen zum mindesten die gleiche Direktrix maßgebend wäre. Diese Bedingung wird aber nur dann erfüllt, wenn sich der erste Wagen solange auf einer Kurve konstanter Krümmung bewegt hat, bis sich beim Weiterfahren keine Veränderungen mehr in der relativen Lage aller Wagenglieder des Zuges zu einander voll-



Digitized by Google

ziehen. Kurven konstanter Krümmung sind nun schließlich nur Kreise oder die Gerade, und damit kommen wir wieder auf diejenigen Spezialfälle, die Espitalier und Krull zum Beweis ihrer Behauptungen herangezogen und als allgemein gültig hingestellt haben. Es unterliegt jetzt keinem Zweifel mehr, daß dies mit Unrecht geschah.

Wenn nun aber auch der Beweis für die Zweckmäßigkeit des von Renard gewählten Verhältnisses der Längenglieder des Zuges zu einander, als verfehlt zu betrachten ist, so haben die mit dem Renard-Zuge ausgeführten Fahrten doch gezeigt, daß bei Zügen in Länge von fünf bis sechs Wagen noch keine störenden Abweichungen von der Spur des Lokomoteurs entstehen. Es kommt dies offenbar zunächst von der Eigenschaft der Traktorien her, sich verhältnismäßig schnell auf die Direktrix einzustellen. Aber auch die Verlängerung des Wagenrahmens nach hinten spielt keine untergeordnete Rolle, was aus Fig. 11 deutlich zu entnehmen ist. Würde man beispielsweise die Deichsel des dritten Wagens ganz ohne Hinterrahmen im Mittelpunkte ($R_2$ in Fig. 11) der Hinterradachse des zweiten Wagens angreifen lassen, so würden die Vorderräder vom dritten Wagen eine innerhalb aller gezeichneten Kurven liegende Bahn beschreiben und rückwirkend auf die nachfolgenden Räderpaare weit größere Abstände von der Bahn des Lokomoteurs zur Folge haben, wie die in Fig. 11 gezeichneten Verhältnisse es ergeben würden; denn hier liegt die Spur der Vorderräder des dritten Wagens sogar näher an der Lokomoteurbahn, wie diejenige der Hinterräder des zweiten Wagens. Nützlich ist also die Hinterrahmen-Verlängerung auf jeden Fall; es fragt sich nur, wie weit man damit zweckmäßigerweise gehen soll.

Zur Beantwortung dieser Frage müssen wir uns darüber klar werden, unter welchen Umständen der Einfluß der Gliederlängen des Zuges am stärksten sein wird. Die Betrachtung der beiden Grenzfälle — Geradeaus- und Kreisfahrt — läßt erkennen, daß dieser Einfluß bei gerader Fahrt gleich Null ist und bei Kreisfahrt einen Höchstwert erreicht; denn im ersten Falle laufen die Räder bei jeder Lage der Kupplungspunkte in gleichen Spuren, während im anderen Falle gerade die Lage der Kupplungspunkte für die Spuren der Anhängewagen bestimmend ist. Es ist aber zu beachten, daß die Traktorien der Anhängewagen bei Kreisfahrt erst dann auch zu Kreisen werden, wenn die Kreisfahrt des führenden Wagens solange mit unverändertem Radius fortgesetzt wird, bis die gegenseitige Lage der Zug-



Digitized by Google

glieder zu einander keine Aenderung mehr erfährt. Dieser Fall muß eintreten, weil die Traktorie eines Kreises in ihrem Endverlauf ebenfalls ein Kreis ist, und zwar ein konzentrischer zum Leitkreise mit kleinerem Radius als letzterer. Die Differenz beider stellt offenbar das Maximum der überhaupt möglichen Bahnabweichungen für die betreffenden beiden Punkten dar, wenn von einer geraden oder wenig gekrümmten Bahn in eine Kreisbahn mit kleinerem Radius übergegangen wird. Deshalb können wir der weiteren Untersuchung zunächst auch die Kreisfahrt zu Grunde legen, wie es Espitalier getan hat, müssen nur im Auge behalten, daß dies Maximalwerte ergeben wird, die nicht immer erreicht werden.

Bei andauernder Kreisfahrt entstehen drei aneinander liegende, rechtwinklige Dreiecke, die den Bahnradius $r_1$ des ersten Wagens, den Radstand $a$, die Deichsellänge $b$, die Hinterrahmenlänge $c$ und den Bahnradius $r_2$ des zweiten Wagens als Seiten enthalten. Aus diesen (cfr. Fig. 8) ergibt sich:

$$r^2_2 = r_1^2 + c^2 - b^2 - a^2$$

Es ist also allgemein

$$r_2 = \sqrt{r_1^2 + c^2 - (a^2 + b^2)}$$

und aus gleichen Gründen

$$r_3 = \sqrt{r_2^2 + c^2 - (a^2 + b^2)}$$

Darin den Wert von $r_2^2$ eingesetzt, ergibt

$$r_3 = \sqrt{r_1^2 + c^2 - (a^2 + b^2) + c^2 - (a^2 + b^2)}$$

oder zusammengezogen

$$r_3 = \sqrt{r_1^2 + 2c^2 - 2(a^2 + b^2)}$$

Aus diesem Ergebnis folgt, daß der Radius des n-ten Wagens sein wird:

$$r_n = \sqrt{r_1^2 + (n-1)[c^2 - (a^2 + b^2)]}$$

oder nach Umkehrung der Vorzeichen in der zweiten Größe unter der Wurzel

$$r_n = \sqrt{r_1^2 - (n-1)(a^2 + b^2 - c^2)} \qquad (3)$$

Diese Gleichung (3) gestattet uns nun, den Bahnradius, den der letzte Wagen bei andauernder Kreisfahrt schließlich beschreiben wird, nach dem Radius des ersten Wagens bei einem gegebenen Zuge vorauszuberechnen. Sie bestätigt natürlich auch wieder, daß die Zuglänge auf den Bahnradius des letzten Wagens nach Eintritt des Beharrungszustandes ohne Einfluß ist, wenn $a^2 + b^2 - c^2 = O$ gemacht wird. Dies ergibt aber eine Hinterrahmenlänge, die größer als der Radstand des Wagens ist; also ein Maß, das praktisch für die Ladefläche des Wagens gar nicht ausgenutzt werden



Digitized by Google

kann, weil das Fahrzeug sonst schon bei gleichmäßiger Verteilung der Nutzlast nach hinten überkippen würde. Man wird daher auf jeden Fall $e < \sqrt{a^2 + b^2}$ zu machen suchen, um nicht eine unnötige Verlängerung des Zuges durch unbenützt bleibende Rahmenteile herbeizuführen. Je kleiner man aber $e$ macht, um so mehr weicht der Bahnradius des letzten Wagens von demjenigen des ersten ab. Es wird sich also darum handeln, die untere, zulässige Grenze zu ermitteln. Hierzu können wir uns der Uebersichtlichkeit wegen wieder eines graphischen Verfahrens bedienen, da sich der algebraische Ausdruck der Gleichung (3) geometrisch darstellen läßt.

Die Wurzeln aus den nach Quadrierung der Gleichung (3) vorhandenen drei Glieder können als Seiten eines rechtwinkligen Dreiecks dargestellt werden, wozu man jener Gleichung die Form

$$r_n^2 = r_1^2 - (\sqrt{(n-1)(a^2 + b^2 - e^2)})^2$$

gibt. Die Wurzelgröße darin bedeutet nichts anderes, als die geometrisch konstruierbare, mittlere Proportionale zwischen den als Strecken dargestellten Größen $(n-1)$ und $(a^2 + b^2 - e^2)$; denn eine Gleichung von der Form $p : x = x : q$ führt auf $x^2 = p \cdot q$, also auf den Wurzelausdruck $x = \sqrt{p \cdot q}$. Die mittlere Proportionale zwischen zwei Größen ist aber bekanntlich die Höhe eines rechtwinkligen Dreiecks, dessen Hypothenuse gleich der Summe beider Größen ist und durch die Höhe in jene beiden Größen geteilt wird.

Hiernach können wir die Abhängigkeit der Bahnradien entweder bei gegebenen Zuggliederlängen von der Länge des Zuges oder bei gegebener Wagenzahl von den Zuggliederlängen darstellen. Um aber bei der Wahl der Größenverhältnisse in der Figur gleich praktische Werte zu Grunde zu legen, diene folgendes Zahlenbeispiel zur Orientierung.

Es seien die Längen der Zugglieder gegeben:

Radstand $a = 3{,}0\ m$
Deichsel $b = 1{,}0\ m$
Hinterrahmen $e = 2{,}0\ m$
} ganze Wagenlänge $6{,}0\ m$

Daraus ergibt sich

$$a^2 + b^2 - e^2 = 9 + 1 - 4 = 6$$

und demnach bei $r_1 = 10\ m$ nach Gleichung (3)

für den 2. Wagen $r_2 = \sqrt{100 - 6} = \sqrt{94} = 9{,}7\ m$
für den 3. Wagen $r_3 = \sqrt{100 - 12} = \sqrt{88} = 9{,}37\ m$
für den 4. Wagen $r_4 = \sqrt{100 - 18} = \sqrt{82} = 9{,}05\ m$
für den 5. Wagen $r_5 = \sqrt{100 - 24} = \sqrt{76} = 8{,}7\ m$
für den 6. Wagen $r_6 = \sqrt{100 - 30} = \sqrt{70} = 8{,}36\ m$

und so fort.

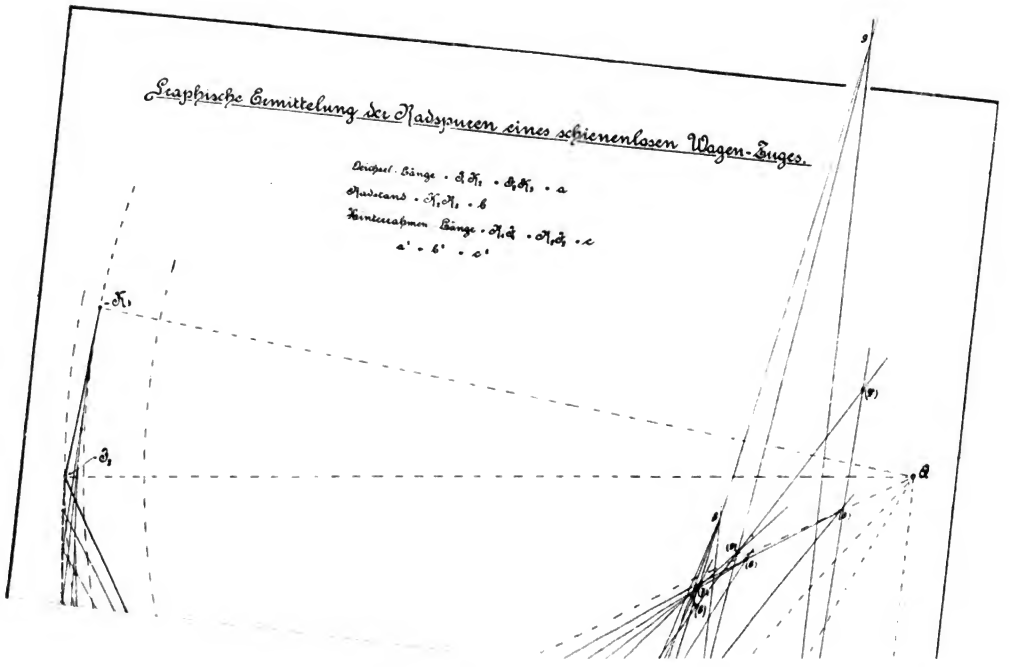


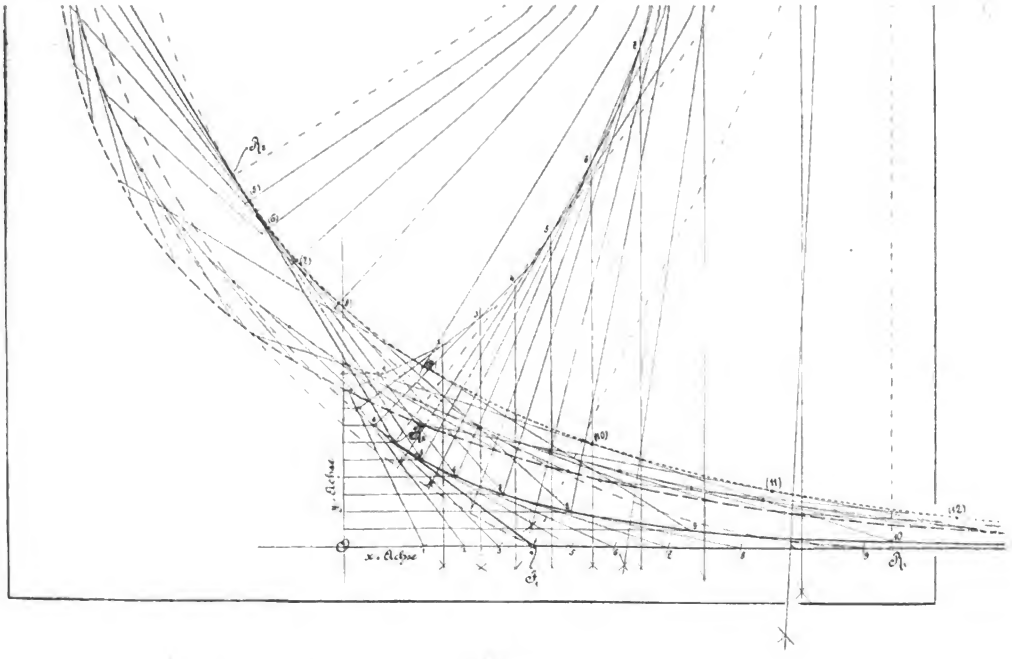
Digitized by Google

Fig. 12.



Digitized by Google


Graphische Ermittelung der Radspuren eines schienenlosen Wagen-Zuges.
Drehpol. Länge = $\mathfrak{d}\mathfrak{K}_1$ = $\mathfrak{d}_1\mathfrak{K}_1$ = a
Radsatz = $\mathfrak{K}_1\mathfrak{K}_1$ = b
Hinterachsen Länge = $\mathfrak{K}_1\mathfrak{d}$ = $\mathfrak{K}_1\mathfrak{d}_1$ = c
a' = b' = c'
$\mathfrak{K}_1$
$\mathfrak{d}_1$
$\mathfrak{d}$



Figur 11.

Zu: **W. A. Th. Müller, Der Automobilzug.**
Verlag: M. Krayn, Berlin.

Digitized by Google

In Fig. 12 ist nun von $O$ aus die Größe $(a^2 + b^2 - c^2) = 6$ nach rechts bis $P$, und die Größe $(n-1) - 1$ — also für einen Zug von 2 Wagen — nach links bis $Q$ abgetragen. Ueber der Summe beider Größen ist ein Halbkreis geschlagen, der das in $O$ errichtete Lot in $R$ schneidet. Die Strecke $OR$ stellt dann die Größe $\sqrt{(n-1)(a^2 + b^2 - c^2)}$ dar. Diese ist mit $r_1$ als Hypothenuse zu einem rechtwinkligen Dreieck zusammenzusetzen, dessen dritte Seite dann $r_n$ ergibt, wie dies in der Figur im Dreieck $ORS$ mit $r_1 = 10$ $m$ für $n = 2$ geschehen ist.

Die dem Punkte $R$ entsprechenden Punkte auf dem in $O$ errichteten Lote sind nun ferner für $n = 3$, 4, 5 und 6, sowie für einen Zug von 10 Wagen durch die zugehörigen Halbkreise ermittelt. Auf den durch diese Punkte gelegten Parallelen zu $RS$ schneidet dann der um $O$ mit $r_1 = 10$ geschlagene Bogen die zu einem Bahnradius des ersten Wagens von 10 $m$ gehörigen Werte von $r_3$, $r_4$, $r_5$ und $r_6$, sowie $r_{10}$ ab. Durch Abmessen dieser Werte in der Figur kann man die Uebereinstimmung mit den oben berechneten Werten konstatieren, was als Beweis für die Richtigkeit des Konstruktionsverfahrens dienen mag.

Außer für $r_1 = 10$ sind auch die Bogen um $O$ für $r_1 = 6$, 8, 12 und 14 geschlagen, die nun ihrerseits wieder auf den erwähnten Parallelen zu $RS$ die zu jedem dieser Werte von $r_1$ gehörigen Bahnradien für den zweiten bis zehnten Wagen abschneiden. Dadurch erhalten wir einen genügend weiten Ueberblick und können aus der Figur nunmehr folgendes entnehmen:

1. Der Einfluß der Zuglänge auf die Bahnradien der nachfolgenden Wagen wird um so größer, je kleiner der Radius des ersten Wagens ist.
2. Bei $r_1 = 6$ $m$ darf der Zug unter den angenommenen Zuggliederlängen-Verhältnissen nicht mehr als fünf Wagen enthalten, da der Bahnradius des sechsten Wagens den durch den Radstand $a$ als praktisch kleinstem Wenderadius eines Wagens gegebenen unteren Grenzwert von $r$ unterschreitet.
3. Bei $r_1 = 8$ $m$ könnte der Zug indessen schon zehn Wagen enthalten; der Unterschied im Radius des ersten und letzten Wagens beträgt dabei annähernd 5 $m$, bei sechs Wagen aber nur wenig mehr als 2 $m$.
4. Bei $r_1 = 14$ $m$ und einer Zuglänge von sechs Wagen beträgt der Unterschied der Bahnradien nur etwa 1 $m$.

Aus der Figur 12 ist außerdem auch der Einfluß der Variation der Zuggliederlängen zu erkennen. Mit Ver-



Digitized by Google

kleinerung des Wertes von $(a^2 + b^2 - c^2)$ vermindert sich der Abstand der maßgebenden Parallelen zu $RS$ von der Basis der Figur $OP$. Dadurch kommen die Parallelen in den steileren Teil der $r_1$-Kreisbogen, so daß sich geringere Unterschiede in den Bahnradien der nachfolgenden Wagen gegenüber dem des ersten Wagens ergeben. — Bei Vergrößerung des Wertes von $(a^2 + b^2 - c^2)$ tritt das Umgekehrte ein.

Nach diesen Ergebnissen ist nunmehr der Geltungsbereich des angewandten Verfahrens zu diskutieren; denn es war zu beachten, daß die in Fig. 12 ermittelten Werte der Bahnradien nur dann erreicht werden, wenn der Lokomoteur von einer gestreckten Kurve in den Kreis eingebogen und auf einer verhältnismäßig langen Wegstrecke mit konstantem Bahnradius gefahren ist. In der Regel muß der führende Wagen gerade bei Bogenfahrten schon wieder in die Gerade oder eine andere Kurve einbiegen, ehe noch der vorige Kurs an allen Anhängewagen voll zur Geltung kam, d. h. bevor das Maximum der Spurabweichungen eingetreten war.

Hat aber eine Kreisfahrt von ausreichender Dauer stattgefunden, sodaß alle Traktorien zu Kreisen geworden sind, und soll von dieser in eine Bahn geringerer Krümmung oder die Geradefahrt übergegangen werden, so ist eine Erscheinung zu beachten, die schon in Fig. 11 zum Ausdruck kam. Dadurch, daß dort der Punkt $R_1$ in eine gestrecktere Kurve als den bisher befolgten Kreis, nämlich in die Gerade geht, wird der Punkt $J_1$ gezwungen, eine Bahn zu beschreiben, die innerhalb seiner bisherigen Kreisbahn liegt. Dies hat naturgemäß zur Folge, daß auch die von den Punkten $K_2$ und $R_2$ beschriebenen Traktorien innerhalb der von ihnen bis dahin erzeugten Kreise liegen, wodurch sich Spurabweichungen ergeben, die durch Fig. 12 allein nicht erkannt werden können. Durch den Uebergang des ersten Hinterräder-Paares (charakterisiert durch $R_1$) von dem Kreise in die Gerade erfahren also die nachfolgenden Radbahnen eine Zunahme ihrer Krümmung; nach dieser erfolgt aber sofort eine kontinuierliche Abnahme der Bahnkrümmung bis zur Geraden. Wir haben es also an dieser Uebergangsstelle mit einer vorübergehenden Verkürzung der Bahnradien zu tun. Sobald uns aber der dabei eintretende kleinste Bahnradius des zweiten Wagens bekannt ist, so kann danach wieder das Maximum der möglichen Spurabweichungen für alle nachfolgenden Fahrzeuge mit Hülfe des in Fig. 12 ange-



Digitized by Google

wandten Verfahrens festgestellt werden. Dies ergibt allerdings wegen der Kürze der Uebergangskrümmung keine bestimmten Angaben über die Spurabweichungen an der Uebergangsstelle, aber doch immerhin einen Anhalt für die maximal erforderliche Wegebreite.

Die praktische Bedeutung des in Fig. 12 angewandten Verfahrens liegt nun darin, daß man mit seiner Hilfe feststellen kann, wie viele Wagen gegebener Längendimension aneinandergehängt werden dürfen, wenn in Rücksicht auf die Breite und Krümmung der zu passierenden Straßen ein gewisses Maximum der Spurabweichung vom ersten bis letzten Wagen nicht überschritten werden darf. Andrerseits kann man auch beim Entwurf eines Zuges von bestimmter Wagenzahl, der unter gegebenen Straßenverhältnissen verwendet werden soll, die einzuhaltende Bedingung für die Längen der Wagenglieder ermitteln. Die Uebergangsstellen von der Kreisfahrt in die Gerade sind dabei besonders zu untersuchen, indem man nach Fig. 11 zeichnerisch den kleinsten Bahnradius für den zweiten Wagen feststellt und diesen als stärkste Wegekrümmung der Fig. 12 zu Grunde legt. Uebrigens ist auch zu beachten, daß bei einem Uebergange von der Geraden in den Kreis ebenfalls exzeptionelle Spurabweichungen entstehen, u. zw. weil der zweite Wagen bereits an einer Stelle in die Kreisfahrt einbiegt, an der der leitende Wagen noch geradeaus fuhr. Da diese Spurabweichung aber außerhalb der vom ersten Wagen beschriebenen Bahn liegt und am zweiten Wagen ihren Höchstwert besitzt, so ist sie betreffs ihres Raumbedarfes leicht zu übersehen.

Nachdem wir nun wissen, daß die von Renard angewandte Beziehung $a^2 + b^2 = c^2$ einerseits keine absolute Lösung der Aufgabe — Einhaltung gleicher Spuren bei allen Wagen — darstellt, weil sie eben nur für den Fall andauernder Kreisfahrt zum Ziele führt, und andererseits den Nachteil großer, unausnützbarer Zuglänge mit sich bringt, müssen wir vorurteilsfreierweise jedem anderen Zuggliederlängen-Verhältnis, das eine Verminderung der Wagenabstände durch Zulassung geringer Spurdifferenzen bei der praktisch seltenen, andauernden Kreisfahrt neben den im übrigen ja doch niemals zu beseitigenden Abweichungen bei Fahrt mit wechselnden Bahnradien erreicht, die gleiche Berechtigung zugestehen, sofern nur dafür gesorgt ist, daß die Abweichungen in zulässigen Grenzen bleiben, wozu die in Fig. 11 und 12 angewandten Verfahren als geeignete Hilfsmittel für den Entwurf eines schienenlosen Zuges dienen können.



Digitized by Google

Im Anschluß hieran empfiehlt sich eine Beschreibung und vergleichende Besprechung des im Jahre 1905 ebenfalls von Renard ausgebildeten Zugsystem mit sechsrädrigen Wagen, von dem schon seinerzeit bei der Vorführung des Train-Renard in Berlin die Rede war. Figur 13 zeigt die Ansicht eines derartigen Wagens, dessen Untergestell-Konstruktion übrigens vollkommen auf die notwendige Erhaltung des Adhäsionsdruckes an den treibenden Rädern der mittleren Achse Rücksicht nimmt, wie Fig. 14 und 15 erkennen lassen. Die Verstellbarkeit der Mittelachse in vertikaler Richtung wird durch eine Feder-Aufhängung an ungleicharmigen Hebeln erreicht, wie man sie bei Lokomotiven mit gekuppelten Treibachsen findet. Die Lenkeinrichtung selbst, die uns hier am meisten interessiert, ist aus der Grundrißzeichnung (Fig. 16) zu entnehmen. Sie besteht an der Vorderachse zunächst aus denselben Teilen mit Deichsel, wie in Fig. 6 schon dargestellt wurde. Dazu kommt aber noch ein auf gleichem Vertikalzapfen sitzender, zweiarmiger Hebel, der mittelst Zugstangen jede Verdrehung der Vorderräder auch auf die Räder der Hinterachse überträgt, und zwar geschieht dies durch die Wirkung des am mittleren Querträger angebrachten Hebel- und Zahnsegment-Systemes in der Weise, daß die Verstellungen der Achsschenkel an der Vorder- und der Hinterachse stets um gleiche Winkel, aber in entgegengesetztem Sinne erfolgen. Die Räder der mittleren Achse werden durch die Lenkeinrichtung nicht beeinflußt. Der Kupplungspunkt für den Anschluß des nachfolgenden Wagens liegt an dem Ende eines Auslegers, der starr an die Hinterachse angesetzt ist.

Es ist ohne weiteres einzusehen, daß diese Lenkeinrichtung der sechsrädrigen Wagen ein Zusammentreffen der auf den Radebenen aller Räder errichteten Mittellote in einem Punkte bewirkt; denn diese Lote werden sich bei jeder Lenkschenkel-Stellung auf der Verlängerung der mittleren Wagenachse schneiden, und die Schnittpunkte werden mit derjenigen Annäherung in einen Punkt zusammenfallen, die sich aus der bekannten Wirkungsweise des Gestänges der Achsschenkel-Lenkung ergibt. Die von den Rädern auf der Fahrbahn beschriebenen Kurven sind daher in jedem Moment Kreise um den gemeinschaftlichen Schnittpunkt aller Mittellote, ganz ebenso wie dies beim vierrädrigen Wagen der Fall ist. Die Bahn des sechsrädrigen Wagens ist folglich auch durch die Räder der beiden vor-



Digitized by Google

deren Achsen bereits eindeutig bestimmt. Die dritte Achse muß also derartig angebracht sein, daß die Bodenberührungspunkte ihrer Räder keine anderen Kurven beschreiben, als

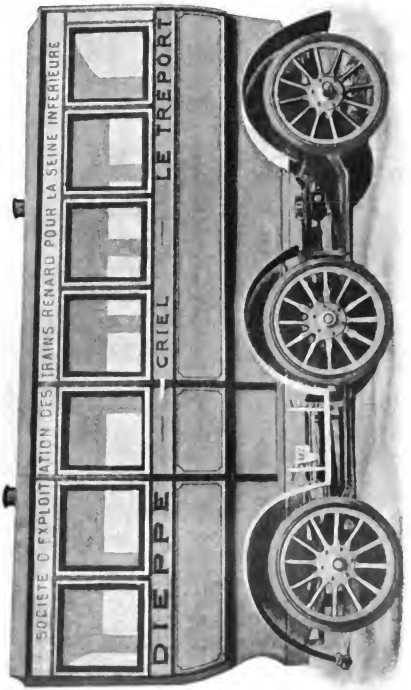



Fig. 13.

wenn sie feste Punkte am Gestell eines vierrädrigen Wagens wären, und die Lenkvorrichtung muß derartig wirken, daß die Räder sich auf diesen Kurven regelrecht abrollen. Es liegt hierin offenbar eine Ueberbestimmung der Lenkung des Wagens, die als grundsätzlicher Mangel der sechrädrigen Wagen zu bezeichnen ist, weil sie eine nutz-



Digitized by Google

lose Beanspruchung der Radlagerungen auf den Achsschenkeln in achsialer Richtung hervorruft; denn es ist bekanntlich praktisch unmöglich, die erforderliche, mathematisch genaue Wirkung der Lenkvorrichtungen zu erzielen, und die geringsten Ungenauigkeiten in der Stellung der Räder

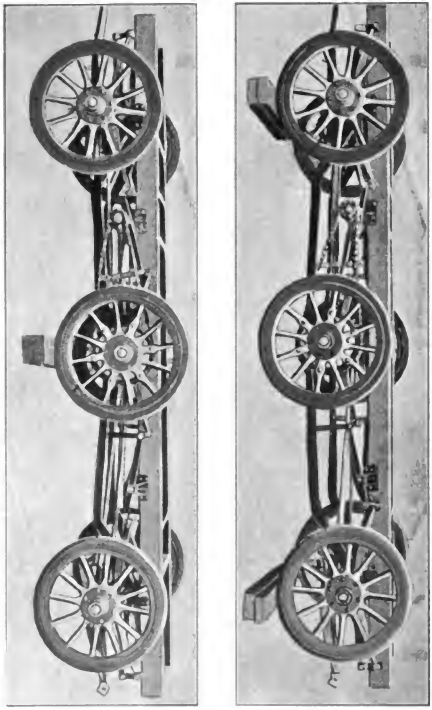


Fig. 14 u. 15.

zu einander bewirken Kurvenabweichungen, deren Ausgleich nur durch seitliches Gleiten der Räder auf der Fahrbahn möglich ist, wodurch jene Achsial-Belastungen der Radlagerungen entstehen. Eine wesentliche Bedeutung ist diesem Mangel allerdings nicht beizumessen, da die Erfahrung lehrt, daß die Folgen der Lenkungs-Ueberbe-



Digitized by Google

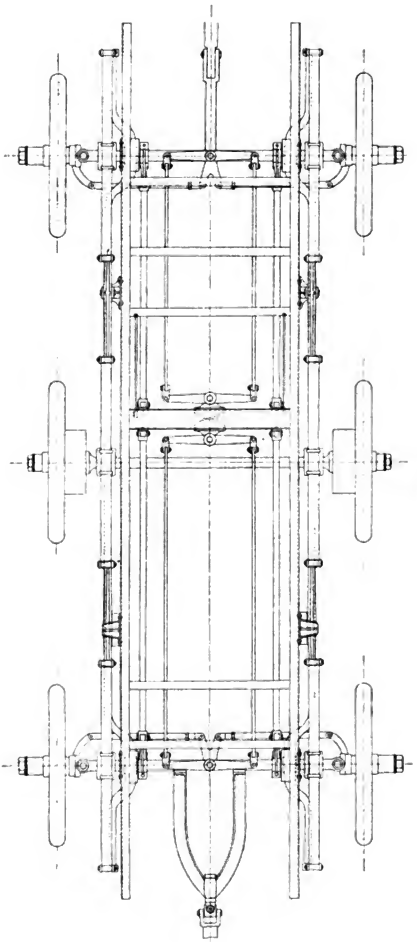


Fig. 16.



Digitized by Google

stimmung, die ja auch bei vierrädrigen Fahrzeugen mit Achsschenkel-Lenkung vorhanden ist,*) praktisch nicht zu Tage treten, wenn die Lenkmechanismen richtig konstruiert und deren Montage mit Sorgfalt ausgeführt wurde.

Ueber den Charakter der Radbahnen eines sechsrädrigen Wagens brauchen keine besonderen Untersuchungen angestellt werden, da diese bei den Rädern der ersten und der mittleren Achse ebenso wie bei vierrädrigen Wagen verlaufen, wodurch zugleich die Bahnen der Hinterräder bestimmt sind. Bei den Anhängewagen beschreiben also die Halbierungspunkte der Vorderachsen Traktorien zu der von dem jeweils vorangehenden Kupplungspunkte beschriebenen Kurve und die Halbierungspunkte der Mittelachsen solche Traktorien, deren Direktrix die vorangehende Traktorie ist. Die Bahn des Halbierungspunktes der Hinterachse erhält man aus der Mittelachsen-Traktorie dadurch, daß man auf deren Tangente vom jeweiligen Berührungspunkte aus eine Strecke gleich dem Achsenabstande abträgt und die so gefundenen Punkte mit einander verbindet (Syntraktorien).

Da die dritte Achse keinen Einfluß auf die Bewegungen des sechsrädrigen Wagens hat, so müssen unsere Untersuchungen über vierrädrige Fahrzeuge auch für sechsrädrige gelten. Es sind also die in Fig. 11 und 12 angewandten Verfahren zur Ermittelung der Spur-Abweichungen auch ohne Weiteres auf sechsrädrige Wagen anwendbar, indem man auf das Vorhandensein der dritten Achse gar keine Rücksicht nimmt, also die Mittelachse des sechsrädrigen Wagens als Hinterachse eines vierrädrigen behandelt.

Ein Vorteil des sechsrädrigen Wagens liegt darin, daß man bei diesem die Beziehung $c^2 = a^2 + b^2$ ohne sonstige Nachteile einhalten kann, da hier der Hinterrahmen vollständig zur Nutzlastaufnahme ausgenutzt werden kann, weil er von der dritten Achse getragen wird.

Durch die V. internationale Automobil-Ausstellung Wien 1905, wurde ein weiteres neues System, der Automobilzug des k. u. k. Hauptmanns im Generalstabskorps Ludwig von Tlaskal, bekannt, der nach dem Vorspannmaschinen-Prinzip mit Vierräder-Antrieb ausgeführt ist.**) Von seinen Anhängewagen heißt es: „Sie sind vollkommen symmetrisch gebaut; beide Achsen sind schwenkbar und stellen sich in Kurven selbsttätig radial ein." Hieraus geht hervor, daß zwischen

*) eindeutig bestimmt ist die Lenkung nur beim Zweirad, beim Dreirad und beim Vierrade mit Drehschemel-Lenkung.

**) Beschrieben in Allgem. Aut.-Zeitung, Wien 1905, No. 13, S. 29 u. f.



Digitized by Google

den beiden Achsen eine ähnlich wirkende, zwangläufige Verbindung besteht, wie wir sie zwischen Vorder- und Hinter-Achse des sechsrädrigen Renardwagens kennen gelernt haben, nur verwendet dieser Achsschenkel-Lenkung und v. Tlaskal Drehschemel, deren Wirkung in Bezug auf die entstehenden Radbahnen aber natürlich vollkommen gleichartig ist. Wenn nun beim sechsrädrigen Wagen erkannt wurde, daß der Lauf des Wagens von der dritten Achse in keiner Weise beeinflußt wird, so folgt daraus auch, daß alle Punkte des Wagens ebendieselben Kurven beschreiben müssen, wenn statt der dritten die Mittelachse fortgelassen wird. Die Uebereinstimmung der Lenkung würde dadurch übrigens ebenso gut beseitigt werden, wie wenn vom sechsrädrigen auf den gewöhnlichen vierrädrigen Wagen mit fester Hinterachse zurückgegangen wird.

Die von v. Tlaskal angewandte Ausführungsform der Anhängewagen kann demnach auch kein anderes Verhalten zeigen, wie die beiden vorigen, sodaß auch hier die Radbahnen durch sinngemäße Anwendung der in Fig. 11 und 12 befolgten Regeln ermittelt werden können. Es ist dabei nur zu berücksichtigen, daß in diesem Falle der halbe Achsenabstand dem Achsstande eines gewöhnlichen, vierrädrigen Wagens gleichbedeutend ist, und daß demnach die Hinterrahmen-Länge von der Mitte des Achsenabstandes an zu rechnen ist. Ein solcher Wagen erhält durch den Fortfall der Mittelachse den Vorteil, daß Vorder- und Hinterräder bei Kreisfahrt in gleicher Spur laufen, während diese sich bei feststehender Hinterachse auf konzentrischen Kreisen bewegen.*)

Um das Ergebnis unserer Betrachtungen noch zu verallgemeinern, können wir uns nun schließlich eine Ausführungsform der Lenkeinrichtung vorstellen, bei der die Lenkwinkel von Vorder- und Hinterachse ungleiche Veränderung erfahren. Da die Verlängerungen beider Achsen sich stets in einem Punkte treffen, der den Pol der Momentan-Bewegung des Wagens bildet, so kann kein Zweifel sein, daß auch ein solcher Wagen immer regelrecht fahren wird, welches Aenderungsverhältnis der Lenkwinkel an Vorder- und Hinterachse — ob konstant oder variabel — auch immer eingeführt werden mag. Nur wenn es sich um einen sechsrädrigen Wagen mit fester Mittelachse und ungleichem Abstande der Vorder- und Hinterachse von dieser

*) Eine gleichartige Anhängewagen-Konstruktion wird von Schiemann ausgeführt, lt. „Eisenbahntechn. Zeitschrift" 1905, S. 622.



Digitized by Google

handelt, muß die Bedingung eingehalten werden, daß Tangens des Winkels zwischen Achse und Wagen-Mittellinie mal Abstand der Mittelachse in jedem Augenblick für beide Achsen gleich ist.

In allgemeinster Form kann man sich danach die Verhältnisse folgendermaßen vorstellen: Der Halbierungspunkt der Vorderachse beschreibt einen Kreis um den Momentan-Pol der Wagenbewegung; die Wagenmittellinie ist eine vom Vorderachsenpunkte ausgehende Sehne in diesem, auf der die Hinterachse eine ganz beliebige Lage haben kann. Je nach deren Lage erhalten wir eine der beschriebenen Anordnungen oder Zwischengattungen. Fällt die Hinterachse mit dem vom Momentanpol auf die Sehne gefällten Lot zusammen, so haben wir den gewöhnlichen vierrädrigen Wagen, der Achsstand ist gleich der halben Sehnenlänge. Ist der Achsstand gleich der Länge der ganzen Sehne, so entsteht die von Tlaskal verwendete Anordnung. Der Achsstand kann aber auch kürzer, wie die halbe Sehnenlänge oder größer, wie die ganze Sehne sein, was freilich unzweckmäßige Wagenformen ergeben würde.

Für den einzelnen Wagen des Zuges kann demnach die Lenkvorrichtung ganz beliebig ausgeführt werden, wenn sie nur an und für sich einwandfrei ist. Von Einfluß auf den Lauf des ganzen Zuges ist nur der Umstand, wie die Lenkvorrichtung des einzelnen Wagens von dem vorangehenden betätigt wird. Dies hängt aber allein von der Lage des Kupplungspunktes, d. h. von dem Längenverhältnis der Zugglieder zu einander ab.*)

Die Resultate der angestellten Untersuchungen gaben uns nicht nur die Mittel an die Hand, die Lenkeinrichtung des Train-Renard zu beurteilen, sondern dürften auch ausreichen, die Frage der Lenkeinrichtung von Automobilzügen überhaupt in allgemein gültiger Form zu klären. Es er-

*) In meiner früheren Veröffentlichung über diese Fragen („Motorwagen" 1905. Seite 808) vertrat ich die Ansicht, daß die Halbierungspunkte aller Achsen Traktorien beschreiben müßten. Aus Vorstehendem ist ersichtlich, daß dies nicht richtig war. Pflug hat auf den Irrtum in „Zschr. d. M. M. V." IV Jahrg. S. 583 mit Recht hingewiesen. — Es sind sogar Konstruktionen denkbar, bei denen die Vorderräder keine Traktorie zur Bahn des Kupplungspunktes beschreiben, wenn nämlich Vorderachse und Deichsel nicht den Spannagel als gemeinsamen Drehpunkt haben oder beide verschiedene Winkel beim Lenken beschreiben. — Die Halbierungspunkte der Achsen beschreiben nur dann Traktionen, wenn Achse und Deichsel unter rechtem Winkel fest mit einander verbunden sind; in anderen Fällen entstehen Syntraktorien, also Kurven die sich nach den Traktorien aufzeichnen lassen. Der Verfasser



Digitized by Google

übrigt nur noch, darauf hinzuweisen, daß sich hiernach die in der Literatur vertretenen Ansichten über die Lenkeinrichtung des Train-Renards bestätigen, beziehungsweise richtig stellen lassen, mit Ausnahme derjenigen Mitteilungen, in denen von erheblichen Störungen die Rede war, die in der Lenkung der einzelnen Wagen bei Gelegenheit angestellter Fahrversuche beobachtet worden sind. Die Ursache solcher Störungen ist aber offenbar nur darin zu erblicken, daß in den fraglichen Fällen der grundlegenden Voraussetzung unserer Untersuchungen nicht Genüge geleistet wurde, die bekanntlich verlangt, daß in den Verbindungsgliedern zwischen den einzelnen Wagen keinerlei Zug- oder Druckkräfte auftreten; denn nur durch solche Kräfte konnten Lenkstörungen entstehen, weil der Lauf der Räder im übrigen eindeutig bestimmt gewesen wäre. Hierauf werden wir noch im Anschluß an die Untersuchung der Antriebseinrichtung zurückkommen müssen.



Digitized by Google

# IV. Untersuchungen über die Antriebs-Einrichtung des Train-Renard.

Die nebenstehenden Figuren 17 und 18 zeigen eine neuere Ausführung des Lokomoteurs eines Renard-Zuges mit bezw. ohne Karosserie. Es sind darin die bereits früher beschriebenen Einrichtungsteile zu erkennen, so daß diese Abbildungen genügen dürften, um die Antriebs-Ausrüstung des Lokomoteurs ins Gedächtnis zurückzurufen.

Die Einrichtung der Anhängewagen ist in allen Einzelheiten aus den Fig. 19—22 ersichtlich, und zwar sind Fig. 19 und 20*) Zeichnungen eines zweiachsigen Anhängers mit Antrieb der Treibräder durch Kardanwelle, in Aufriß und Grundriß, während Fig. 21 und 22 (auf angehefteter Tafel) ebensolche vom Untergestell eines dreiachsigen Anhängewagens mit Kettenantrieb sind. Nach Fortlassung eines der beiden Lenkräderpaare, gelten die letzteren beiden Figuren auch für zweiachsige Anhänger mit Kettenantrieb. Sie zeigen im übrigen viele konstruktive Einzelheiten des Untergestells zu dem in Fig. 13 abgebildeten Fahrzeuge.

In den Fig. 19 und 20 ist mit *A* die aus mehreren Gliedern unter Zwischenschaltung von Kardangelenken zusammengesetzte Längswelle bezeichnet, an die sich das ausziehbare Wellenstück *B* anschließt, das die Verbindung der Längswellen zwischen den einzelnen Wagen herstellt. Von der Welle *A* aus wird mittelst des Stirnräderpaares *C* die Kardanwelle *D* angetrieben, die durch ein konisches Räderpaar und Differentialgetriebe im Gehäuse *E* in bekannter Weise mit der Hinterradachse *F* und den Treibrädern in Verbindung steht. *H* ist die Deichsel zur Verbindung des Lenkgestänges *KLMN* mit der Kupplungspfanne *I* am hinteren Ende des Wagens.

Wenn ein Zug fertig zusammengestellt ist, so besteht die Antriebseinrichtung also aus einer den ganzen Zug durchziehenden Längswelle aus Gliedern *A* und *B*, die vom Motor des Lokomoteurs gedreht wird. Von dieser Längswelle aus erhalten alle Treibräder des Zuges ihren Antrieb

*) nach Génie civil, Bd. XLIV No. 7.



Digitized by Google

mittelst Zahnräder und Kardanwelle oder durch Ketten, wie es in den Fig. 21 und 22 dargestellt ist, die sich nach dem Vorstehenden von selbst erklären.

Fig 17.

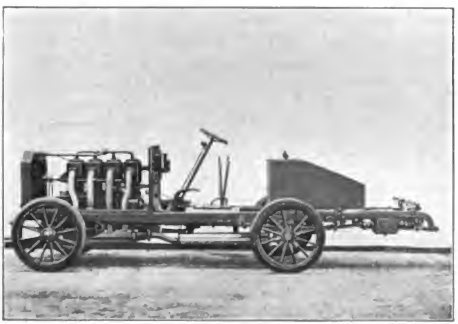


Fig. 18.

Bei unserer Durchsicht der bisher in der Literatur über den Train-Renard veröffentlichten Ansichten und Urteile fanden wir, daß diese bezüglich der Antriebseinrichtung erheblich von einander abwichen; auch gab uns das Fehlen von Ausgleichsgetrieben zwischen den einzelnen Treibachsen



Digitized by Google

des Zuges, wie man solche bei Vorspannmaschinen mit mechanischem Vierräder-Antrieb stets für nötig gehalten hat, zu Bedenken Veranlassung. Deshalb ist es notwendig, um Klarheit über die Wirkungsweise der Renard'schen Antriebseinrichtung zu bekommen, daß man die Bewegungs-Vorgänge im Einzelnen genau verfolgt, wozu die nachfolgenden Ueberlegungen dienen sollen.

Denken wir uns zunächst einmal sämtliche Achsen des Zuges derart auf Böcke gestellt, daß die Räder sich frei drehen können und die Längswelle in einer geraden Linie liegt, so werden alle Treibräder mit gleicher Winkelgeschwindigkeit laufen. Da aber die Reifen der Treibräder in der Praxis niemals absolut gleiche Durchmesser haben werden, so ergibt sich eine im Verhältnis der Raddurchmesser verschiedene Umfangs-Geschwindigkeit für jedes Rad.

Steht aber ein solcher Zug auf einer Ebene, wobei wir uns vorläufig die Zahnräder *C* außer Eingriff denken, so wird er sich durch eine in seiner Längsrichtung wirkende Kraft in Bewegung setzen lassen, wenn diese gleich der Summe der Fahrwiderstände aller einzelnen Wagen ist. Die Räder laufen jedoch hier mit gleicher Umfangsgeschwindigkeit, da sie alle in gleichen Zeiten gleiche Wege zurückzulegen haben. Die beiden Räder einer jeden Treibachse werden daher das zu ihnen gehörige Zahnrad bei *C* durch die ausgleichende Wirkung des Differentialgetriebes mit einer ihrem mittleren Durchmesser entsprechenden Umdrehungszahl bewegen. Selbst die kleinsten Unterschiede in den Raddurchmessern genügen, um zu bewirken, daß das zugehörige Zahnrad eines jeden Wagens eine andere Geschwindigkeit haben wird, als dasjenige eines anderen Wagens.

Sobald aber bei dem auf der Ebene stehenden Zuge durch die Zahnräder *C* an jedem Wagen eine Verbindung mit der durchlaufenden Längswelle hergestellt ist, liegen die Verhältnisse nicht mehr so einfach: Der Zug wird sich unter der Wirkung einer gleichen Kraft in der Längsrichtung wie vorher in Bewegung setzen (Bewegungswiderstand der Längswelle gleich Null angenommen). Die Längswelle wird dadurch gedreht, und zwar werden die Flanken der in Eingriff stehenden Zähne desjenigen Räderpaares *C* zuerst zum festen Anliegen kommen und dadurch zur Ursache der Bewegung der Längswelle werden, das von seinen zugehörigen Treibrädern die höchste Umdrehungszahl erhält. Dies ist natürlich bei demjenigen Wagen der Fall, dessen mittlerer



Digitized by Google

Treibräderdurchmesser am kleinsten ist. Die Geschwindigkeit der auf der Längswelle sitzenden kleinen Zahnräder sämtlicher Räderpaare *C* ist dadurch gegeben. Bei demjenigen Wagen, dessen mittlerer Treibraddurchmesser am größten ist, wird nun aber das große Rad des Paares *C* nicht mit gleicher Geschwindigkeit folgen; die Zahnflanken entfernen sich voneinander. Nach kurzer Zeit wird der Abstand der Zahnflanken so groß sein, daß schon der nächste Zahn des kleinen Rades sich an die Rückseite des betreffenden Zahnes am großen Rade anlegt und nun seinerseits das große Rad mitnimmt. Dies kann aber nur soweit ohne erheblichen Kraftaufwand mitgenommen werden, als Spiel in den Gelenken der Kardanwelle *D* und den Zähnen des konischen Räderpaares bei *E* beziehungsweise in den Ketten bei Wagen mit Kettenantrieb vorhanden ist. Sobald hierbei sämtliche Teile der Uebertragungsorgane zum Anliegen gekommen sind, ist eine weitere Fortbewegung des Zuges nur noch denkbar, wenn von der Längswelle eine Kraft an diesen Wagen abgegeben wird, die die Treibräder von nun an zwingt, mit einer der Längswelle entsprechenden Umdrehungszahl weiter zu laufen. Die bisher wirksam gewesene, äußere Zugkraft, deren Größe gleich der Summe der Bewegungswiderstände aller einzelnen Wagen war, genügt nun nicht mehr. Es muß vielmehr zu der bisherigen eine neue Kraft hinzugefügt werden, die das Mitnehmen der größeren Treibräder mit einer den kleineren Treibrädern entsprechenden Umdrehungszahl zu bewirken vermag. Zur Fortbewegung des Zuges muß also ohne Zweifel eine größere Kraft aufgewandt werden, als es die Bewegungswiderstände der einzelnen Wagen, aus denen er besteht, allein erfordern würden.

Erfolgt nun schließlich der tatsächlichen Betriebsweise entsprechend der Antrieb des Zuges nicht durch eine äußere Zugkraft, sondern durch ein Drehmoment an der Längswelle, so wird sich diese zunächst soweit leicht drehen lassen, wie das praktisch unvermeidliche Spiel in den Antriebsorganen dies zuläßt. Da dieses Spiel niemals bei allen Wagen des Zuges gleich ist, so werden die Flanken der Zahnräder zunächst nur bei dem Wagen mit kleinstem Spiel zum Anliegen kommen und dadurch bei diesem der Umfang der Treibräder mit der Längswelle in feste Verbindung treten. Eine weitere Drehung der Längswelle hat dann auch eine Bewegung der beiden Treibräder des Wagens zur Folge. Einer Bewegung dieser Räder wirkt aber ihre Adhäsion auf der Fahrbahn entgegen. Bei genügender Größe

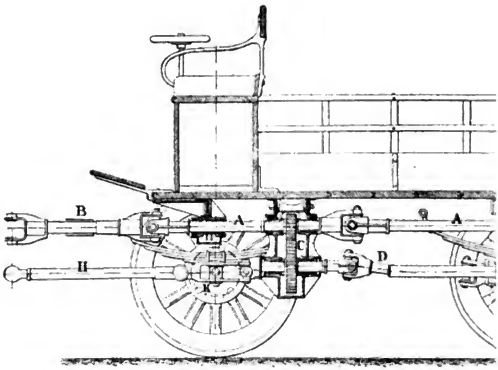


Digitized by Google

der Adhäsion würde nun ein Abrollen der Treibräder auf der Fahrbahn eintreten, wobei die Reibungsstützkraft an der Fahrbahn größer sein müßte, als der Bewegungswiderstand des ganzen Zuges, da wegen der Kuppelung der Wagen untereinander bei Bewegung eines Wagens alle übrigen mitgenommen werden müssen. In der Regel wird die Adhäsion dazu nicht ausreichen, es tritt dann statt der Fortbewegung des Zuges ein Gleiten der betreffenden Treibräder ein. Unter der Wirkung eines bestimmten Drehmomentes an der Längswelle wird dieses Gleiten der Treibräder so lange andauern, bis durch die dabei stattfindende Drehung der Längswelle das Spiel der Antriebsorgane eines zweiten Wagens ausgefüllt ist. Bei Vergrößerung des Drehmomentes wird dann im allgemeinen auch das zweite Treibräderpaar auf der Fahrbahn gleiten und dadurch nach einer gewissen Drehung auch das Spiel für das dritte Treibräderpaar ausgefüllt werden. Dies wird sich solange fortsetzen, bis die Summe der Reibungsstützkräfte an allen zum Antrieb gelangenden Rädern größer als der Bewegungswiderstand des Zuges ist. Alsdann setzt sich der Zug in Bewegung. Wenn auch hierzu keineswegs immer das Treiben sämtlicher Räder notwendig sein wird, so wollen wir doch einmal im Interesse der Klarheit der Verhältnisse annehmen, daß der im Augenblick des Anfahrens neben dem Fahrwiderstande vorhandene Beharrungswiderstand so groß ist, daß die Bewegung des Zuges erst eintritt, nachdem sämtliche Räder zum Treiben gelangt sind. Das Drehmoment an der Längswelle wird in diesem Augenblick so groß sein, wie es der tatsächliche Bewegungswiderstand des Zuges erfordert. Sobald der Zug aber in Bewegung ist, treten sehr bald diejenigen Erscheinungen auf, die wir vorstehend durch Betrachtung der Arbeitsvorgänge bei einem durch äußere Zugkräfte bewegten Zuge kennen gelernt haben. Die geringste Differenz in den Werten der mittleren Raddurchmesser einer jeden Treibachse genügt, um das anfängliche Anliegen der Flanken aller Zahnräderpaare und damit die gleichartige Arbeitsübertragung aufzuheben. Schon nach einer ganz kurzen Fortbewegung des Zuges werden nur noch die Zahnräderpaare bei den Wagen mit den größeren Treibrad-Durchmessern treibend wirken, weil die kleineren Treibräder bei gleicher Umfangs-Geschwindigkeit aller Treibräder mit größerer Winkelgeschwindigkeit laufen müssen und infolgedessen die zu ihnen gehörigen Zahnräder gegenüber den betreffenden Rädern auf der Längswelle voraneilen werden. Die voraneilenden Räder übertragen natürlich auch



Digitized by Google



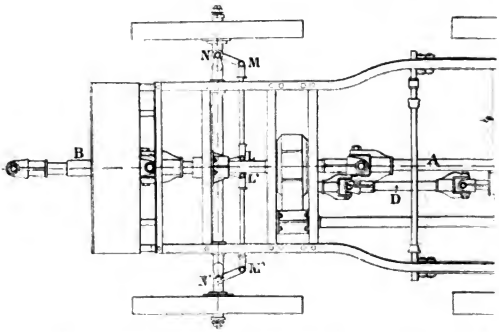
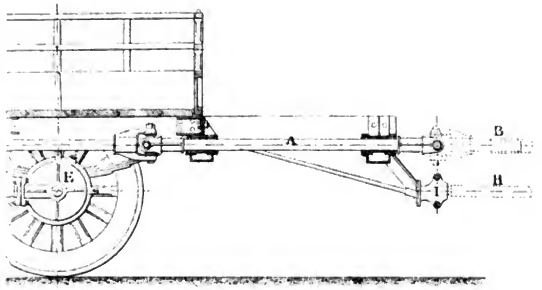
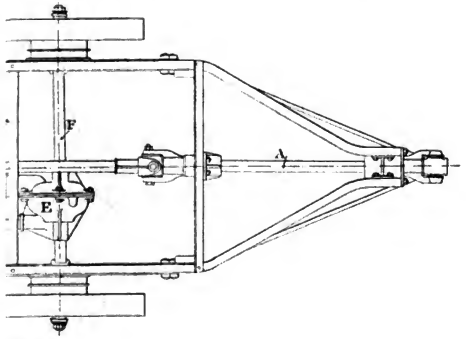




Fig.

Zu: **W. A. Th. Müller, Der Automobilzug.**
Verlag: M. Krayn, Berlin.

Digitized by Google

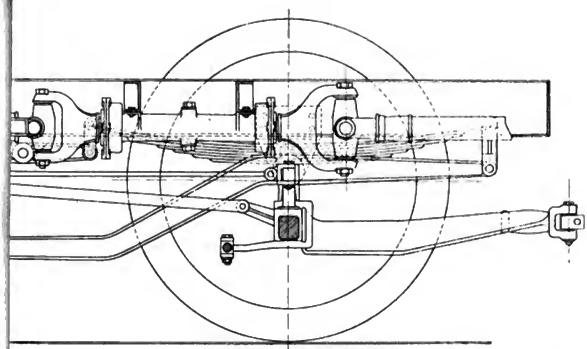


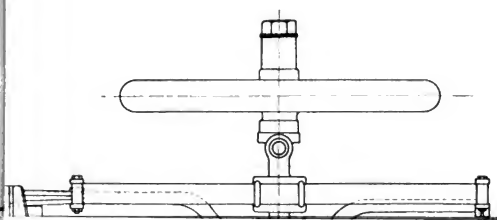




19 u. 20.

Digitized by Google

Digitized by Google







Digitized by Google

Digitized by Google

keine Arbeit mehr. Jeder Wagen, zu dem ein voreilendes Rad gehört, wird daher gar nicht mehr von der Längswelle angetrieben, sondern wird von den anderen Wagen gezogen oder geschoben, wobei eben die zu seiner Fortbewegung erforderliche Zugkraft von den Treibrädern der anderen Wagen mit aufgebracht werden muß.

Auch dieser Zustand kann nur kurze Zeit bestehen. Der eingreifende Zahn des voreilenden Rades kann in Wirklichkeit nur soweit voreilen, als seine Zahnlücke es zuläßt. Er wird dann durch den vorangehenden Zahn des korrespondierenden Rades auf der Längswelle gezwungen, die gleiche Geschwindigkeit wie die Längswelle beizubehalten. Dies kann auch trotz der höheren Winkelgeschwindigkeit des zugehörigen Treibrades soweit geschehen, wie das Spiel in den verbindenden Uebertragungsorganen die fortschreitende Veränderung der relativen Stellung des Treibrades zur Längswelle zuläßt. Sobald aber die infolge des Spielraumes im Getriebe mögliche Veränderung der relativen Stellung des Getriebes erfolgt ist, tritt wieder ein fester Zusammenhang zwischen der Treibachse und dem zugehörigen Zahnräderpaar *C* ein, und zwar erhalten nun die Zahnräder von den Treibrädern aus einen Antrieb. Es wird also bei einem Wagen, dessen mittlerer Treibrad-Durchmesser auch nur um ein geringes kleiner ist, als bei den übrigen Wagen des Zuges, eine vollständige Umkehrung der Antriebsverhältnisse eintreten: Der Wagen wird nicht von der Längswelle angetrieben, sondern seine durch die Fortbewegung des Zuges in Drehung gesetzten Treibräder suchen die Längswelle zu drehen. Die Kraft, mit der nun die Längswelle angetrieben wird, anstatt selber zu treiben, muß dem betreffenden Wagen natürlich erst von außen zugefährt werden; dies ist aber nur durch die verbindenden Deichseln zwischen den einzelnen Wagen möglich, d. h. der Wagen muß von den übrigen Fahrzeugen des Zuges nicht nur mit einer seinem normalen Fahrwiderstande entsprechenden Kraft gezogen oder geschoben werden, sondern es kommt zu dieser noch die dem treibenden Moment an der Längswelle entsprechende Umfangskraft am Treibrade hinzu.

Die durch den ganzen Zug gehende Längswelle wird nun dem von einem der Treibräderpaare kleineren Durchmessers auf sie ausgeübten Drehmomente nicht folgen können. Deshalb wird die Umdrehungszahl der Längswelle zunächst ungeändert bleiben. Die Treibräder werden dann aber durch die Zahnradübersetzung zu einer kleineren Um-



Digitized by Google

drehungszahl gezwungen, als der Fahrgeschwindigkeit des Zuges entspricht, und dies ist nur dadurch möglich, daß alle Treibräder kleineren Durchmessers in einem der Fahrtrichtung entgegengesetzten Sinne am Boden schleifen.

Das, was hier für einen Wagen mit kleinerem mittleren Treibräderdurchmesser festgestellt wurde, gilt natürlich auch für jeden anderen Wagen im Zuge, dessen mittlerer Treibräderdurchmesser hinter das Maß eines anderen zurückbleibt. Deshalb wird die Umdrehungszahl der Längswelle unter der Wirkung der beschriebenen Erscheinungen schließlich doch eine andere werden, als der größte im Zuge vorkommende mittlere Durchmesser eines Treibräderpaares, wie bisher angenommen, ergeben würde. Sobald dies aber der Fall ist, müssen auch die größeren Räder gleiten, allerdings in umgekehrtem Sinne, wie die kleineren.

Den bisherigen Betrachtungen lag noch die Annahme einer mathematischen Ebene als Fahrbahn zugrunde. Es ist aber ohne weiteres einzusehen, daß die erkannten Vorgänge durch die abweichenden Eigenschaften einer Straßenoberfläche gegenüber der mathematischen Ebene nicht in ihrem Wesen geändert werden können. Durch die Unebenheiten der natürlichen Fahrbahn kommen vielmehr ganz gleichartige Erscheinungen zustande, wie sie durch ungleiche Raddurchmesser entstehen; denn ein Umfangspunkt an einem Rade, dessen Bahn gerade über eine Erhöhung oder eine Vertiefung der Straßenoberfläche führt, hat einen längeren Weg in gleicher Zeit zurückzulegen, als diejenigen der übrigen Räder. Durch die Geschwindigkeitsunterschiede der einzelnen Räder entsteht nämlich ebenfalls bei einigen Uebersetzungs-Getrieben die Tendenz zum Voreilen gegenüber den anderen, was von den Zahnrädern der Längswelle jedoch — wie wir gesehen haben — nicht zugelassen wird, so daß der Ausgleich durch Schleifen auf der Fahrbahn geschaffen werden muß. Es folgt hieraus, daß die erkannten, eigenartigen Uebertragungsvorgänge auch nicht durch Abdrehen der Radreifen auf gleichen Durchmesser — wenn dies überhaupt mit absoluter Genauigkeit ausführbar wäre — gebessert werden können.

Das Endergebnis dieser Verhältnisse wird sein, daß die Längswelle mit einer dem mittleren Durchmesser sämtlicher Treibräder entsprechenden Umdrehungszahl läuft. Diese bestimmt dann auch die Fahrgeschwindigkeit des Zuges. Treibend kann indessen die durchlaufende Längswelle in der Regel nur auf diejenigen Wagen wirken, deren mittlerer Treibraddurchmesser größer ist, als der



Digitized by Google

Durchschnittswert aus allen Raddurchmessern des Zuges. Alle übrigen Wagen suchen im Gegenteil die Längswelle anzutreiben, was ihnen aber nur dadurch möglich ist, daß sie selbst erst von den wirklich treibend wirkenden Wagen unter Aufwand einer um so größeren Kraft mitgeschleppt werden, d. h. sie wirken wie gebremste Wagen, die einen Teil der Bremsenergie durch das Getriebe in die Längswelle leiten und dadurch selbst zur Aufbringung der zu ihrer Fortbewegung von den treibenden Wagen zu leistenden Kraft beitragen. — Die Treibräder laufen dabei mit verschiedenen Umfangsgeschwindigkeiten, so daß sie gezwungen sind, neben der rollenden Bewegung auch noch dauernd eine gleitende auf der Fahrbahn auszuführen, deren Größe den Raddurchmesser-Differenzen entspricht.

Es kann hiernach nicht mehr zweifelhaft sein, daß der Train-Renard eine wesentliche Forderung, die man an die Antriebs-Einrichtung eines Zuges zu stellen berechtigt ist, nicht erfüllt; denn die Arbeitsübertragung vom Motor auf die Treibräder sollte derartig geschehen, daß jedes mit dem Uebertragungs-Mechanismus verbundene Wagenrad auch tatsächlich als Treibrad wirkt, und das ist hier nicht der Fall.

Aus dieser Feststellung darf allerdings noch nicht a priori gefolgert werden, daß die Gelenkwelle als Antriebsorgan für Automobilzüge ungeeignet sei; denn es ist denkbar, daß die Arbeitsverluste, die in der Wirkungsweise des Gelenkwellenantriebes begründet sind, ihrer Größenordnung nach unbedeutend wären. Deshalb ist zur weiteren Klärung unseres Urteils nun noch eine rechnerische Untersuchung der Arbeitsvorgänge in der Antriebseinrichtung des Train-Renard nötig.

Ueber die Größenordnung der Verluste durch die Unvollkommenheit der Antriebseinrichtung, kann uns ein Vergleich Aufschluß geben; denn einerseits sind uns von der Vorführung des Renard-Zuges in Berlin her, positive Versuchsergebnisziffern bekannt, und andererseits kann man die für Fahrzeuge gleichen Gewichtes, bei gleicher Geschwindigkeit normalerweise erforderliche Motorleistung mit einiger Annäherung berechnen. Die Differenz zwischen beiden stellt dann die ungefähre Größe der Arbeitsverluste dar, die in den störenden Vorgängen bei der Arbeitsübertragung ihre Ursache haben.



Digitized by Google

Wir werden daher zunächst die allgemeinen Beziehungen für den ideellen Renardzug aufstellen, d. h. unter der Annahme, daß die Antriebseinrichtung einem jeden Treibrade tatsächlich die für dieses erforderliche Antriebsleistung zuführe:

a) Größe des zum Antriebe eines ideellen Renard-Zuges erforderlichen Drehmomentes an der Längswelle.

Es bezeichne:

$M$ das Drehmoment an der Längswelle in mkg,
$G$ das Gewicht eines Wagens in kg,
$R$ den mittleren Radius eines angetriebenen Räderpaares in m,
$\varrho$ den Koeffizienten der Fahrwiderstände eines Wagens,
$\sigma$ die Steigung der Fahrbahn,
$1 : \varkappa$ das Uebersetzungsverhältnis des Getriebes zwischen Längswelle und Treibrad,
$\eta_1$ der Wirkungsgrad der auf einen Wagen entfallenden Längswellenteile,
$\eta_1'$ der Wirkungsgrad des Getriebes zwischen Längswelle und Treibrad
$m$ die Anzahl der Wagen des Zuges.

Das für den Antrieb des letzten Wagens selbst erforderliche Drehmoment ist dann:

$$M'_m = G\,(\varrho + \sigma)\,R\,\frac{1}{\eta_1\,\eta_1'\,\varkappa}$$

Um diesen Wert des Drehmomentes am letzten Wagen nutzbar zu erhalten, muß für ihn am Anfang der Längswelle auf dem ersten Wagen ein Moment $M_m$ vorhanden sein, das um die Verluste in den $(m-1)$ Längswellenteilen größer ist; $M'_m$ ist also mit $\frac{1}{\eta_1^{(m-1)}}$ zu multiplizieren. Folglich:

$$M_m = G\,(\varrho + \sigma)\,R\,\frac{1}{\eta_1^m\,\eta_1'\,\varkappa}$$

Ebenso ergibt sich das Drehmoment, das für den Antrieb des vorletzten Wagens am Anfang der Längswelle vorhanden sein muß,

$$M_{(m-1)} = G\,(\varrho + \sigma)\,R\,\frac{1}{\eta_1^{(m-1)}\,\eta_1'\,\varkappa}$$

Das für die Bewegung des Zuges erforderliche Moment setzt sich dann aus den Momenten für die einzelnen Wagen zusammen und ist in allgemeinster Form:



Digitized by Google

$$M = G_1(\rho_1 + \mathfrak{z}) R_1 \frac{1}{\eta_1 \eta_1' \varkappa_1} + G_2(\rho_2 + \mathfrak{z}) R_2 \frac{1}{\eta_1^2 \eta_1' \varkappa_2} + \cdots\cdots$$
$$\cdots\cdots\cdots + G_m(\rho_m + \mathfrak{z}) R_m \frac{1}{\eta_1^m \eta_1' \varkappa_m}$$

Wenn alle Wagen einander gleich sind, kann gesetzt werden:

$$M = G(\rho + \mathfrak{z}) R \frac{1}{\eta_1' \varkappa} \left( \frac{1}{\eta_1} + \frac{1}{\eta_1^2} + \frac{1}{\eta_1^3} + \cdots + \frac{1}{\eta_1^m} \right)$$

Zur weiteren Vereinfachung soll der Wirkungsgrad der Längswelle mit $\eta_1^{m/2}$ eingeführt werden, dann ergibt sich:

$$M = G(\rho + \mathfrak{z}) R \frac{1}{\eta_1' \varkappa} \cdot \frac{m}{\eta_1^{m/2}} \qquad (4)$$

Hierbei ist aber zu berücksichtigen, daß der Wert des Wirkungsgrades $\eta_1$ nur bei gerader Fahrt als unveränderlich angesehen werden kann, weil die beiden Kardangelenke an jeder der ausziehbaren Zwischenwellen mit der Krümmung der Fahrkurve zunehmende Winkel bilden. Das durch ein Kardangelenk übertragene Drehmoment vermindert sich aber bekanntlich mit dem Cosinus des Ablenkungswinkels $\vartheta$ der beiden durch das Gelenk verbundenen Wellen. Mithin ist zur Berücksichtigung der in der Längswelle beim Kurvenfahren auftretenden Verluste statt $\eta_1$ der Ausdruck $\eta_1 \cdot \cos^2 \vartheta$ zu setzen, und zwar $\cos^2 \vartheta$ weil zwei Gelenke an jeder Zwischenwelle vorhanden sind. Beim Kurvenfahren lautet also die Gleichung (4):

$$M = G(\rho + \mathfrak{z}) R \frac{1}{\eta_1' \varkappa} \cdot \frac{m}{(\eta_1 \cos^2 \vartheta)^{m/2}} \qquad (4a)$$

b) Größe des vom Motor an der Längswelle erzeugten Drehmomentes.

Es bezeichne ferner:

$N$ die Motorleistung in PS.,
$n$ die Umdrehungszahl des Motors in der Minute,
$n'$ die Umdrehungszahl der Längswelle in der Minute,
$n' : n = 1 : \varkappa'$ das Uebersetzungsverhältnis zwischen Motor und Längswelle ($\varkappa'$ kann bei ein und demselben Zuge verschiedene Werte annehmen, da diese Uebersetzung mittelst des Geschwindigkeitswechsels am Lokomoteur erfolgt.),
$\eta_1''$ den Wirkungsgrad der Uebersetzung zwischen Motor und Längswelle,
$M_{Mot}$ das Drehmoment des Motors in mkg,
$V$ die Fahrgeschwindigkeit des Zuges in km/Std.,
$v = \frac{V}{3{,}6}$ die Fahrgeschwindigkeit des Zuges in m/Sek.



Digitized by Google

Das Drehmoment des Motors ist:

$$M_{Mot} = \frac{75 \cdot N \cdot 60}{2\pi n}$$

Dadurch erhalten wir an der Längswelle:

$$M = \varkappa' \eta_1'' \frac{75 \cdot N \cdot 60}{2\pi n}$$

Ersetzt man hierin noch die Umdrehungszahl des Motors $n$ durch die von der Fahrgeschwindigkeit abhängige Umdrehungszahl der Längswelle:

$$n' = \varkappa \cdot \frac{v}{2R\pi} \cdot 60 \quad \varkappa \frac{V}{3{,}6} \cdot \frac{60}{2R\pi}$$

so ergibt sich unter Berücksichtigung, daß $n = \varkappa' . n'$ ist,

$$M = \varkappa' \cdot \eta_1'' \quad \frac{75 \cdot N \cdot 60 \cdot 3{,}6 \cdot 2R\pi}{2\pi \varkappa' \varkappa V \cdot 60}$$

$$M = \eta_1'' \frac{3{,}6}{\varkappa \cdot V} \cdot 75 \cdot N \cdot R \qquad (5)$$

c) Beziehung zwischen Zuggewicht, Fahrgeschwindigkeit und Motorleistung.

Durch Gleichsetzen der beiden Werte von $M$ nach den Gleichungen (4a) und (5) erhalten wir:

$$G(\varrho + \vartheta) R \frac{I}{\eta_1' \varkappa} \cdot \frac{m}{(\eta_1 \cos^2\beta)^{m/2}} = \eta_1'' \frac{3{,}6}{\varkappa \cdot V} \cdot 75 N \cdot R$$

Aufgelöst nach der Geschwindigkeit, ergibt dies:

$$V = \frac{75 \cdot 3{,}6 \cdot N}{G m (\varrho + \vartheta)} (\eta_1 \cos^2\beta)^{m/2} \eta_1' \cdot \eta_1'' \qquad (6)$$

oder umgestellt nach der Motorleistung:

$$N = \frac{I}{75 \cdot 3{,}6} G m V (\varrho + \vartheta) \frac{I}{(\eta_1 \cos^2\beta)^{m/2} \eta_1' \cdot \eta_1''} \qquad (7)$$

Diese beiden Beziehungen gelten natürlich nur für den Beharrungszustand, nachdem der Zug bei Einschaltung eines passenden Uebersetzungsverhältnisses am Geschwindigkeitswechsel des Lokomoteurs, eine der Motorleistung entsprechende Fahrgeschwindigkeit angenommen hat; auch sei nochmals daran erinnert, daß sie unter der Voraussetzung einer störungsfreien Arbeitsübertragung hergeleitet wurden. — Bei einem Zuge, dessen Wagen verschieden sind, ist übrigens statt $G . m$ die Summe aller Einzelwerte von $G$, also das Gesamtgewicht des Zuges einzusetzen.

Der in Berlin vorgeführte Zug bestand aus 5 Wagen, deren Gesamtgewicht, einschließlich der Nutzlast 7540 kg betrug. Die an den Kilometersteinen auf ebener Chaussee



Digitized by Google

beobachtete Maximalgeschwindigkeit war 12 km/Std. Die Wirkungsgrade der verschiedenen Getriebeteile sind schätzungsweise zu ermitteln, und zwar kann angenommen werden:

$\eta_1$ 0,9 für den geraden Wellenstrang in einem Wagen,
$\eta_1'$ 0,8 für den Kardan-Antrieb eines Wagens,
$\eta_1''$ 0,85 für die Zahnräderübersetzung am Lokomoteur.

Der Fahrwiderstands-Koeffizient kann als Mittelwert für die verschiedenartig bereiften Wagen mit $\varrho$ 0,028 eingesetzt werden. Die Gleichung (7) ergibt dann für gerade Fahrt, also mit $\vartheta = 0$

$$N = \frac{1}{75 \cdot 3{,}6} \cdot 7540 \cdot 12 \cdot 0{,}028 \quad \frac{1}{0{,}9 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}85}$$

$$= \frac{9{,}4}{0{,}766 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}85} = \frac{9{,}4}{0{,}52} = 18{,}1\ PS$$

Da die Leistung des Motors beim Versuchs-Zuge aber rund 45 PS betrug, so ergibt sich ein Mehraufwand an Energie in Größe von ca. 27 PS. oder 150% gegenüber dem Werte, der normalerweise zur Fortbewegung des Zuges erforderlich sein sollte. Die Energie-Verluste sind demnach doch außerordentlich groß.

Als Ursache dieser Energieverluste wird vielfach der geringe Wirkungsgrad der durchlaufenden Gelenkwelle angesehen. Bei gerader Fahrt liegt aber gar kein Grund zu größeren Verlusten vor, da die Kardangelenke in vorteilhaftester Weise Klemmungen in den Lagern vermeiden, so daß die Lagerbelastungen nur in den Reaktionen der Zahndrücke in den Räderpaaren $C$ bestehen. Die Größe der Verluste bei Kurvenfahrt infolge der Ablenkungswinkel der Wellenglieder gegeneinander, ist deshalb zur weiteren Beurteilung festzustellen.

Bei der Herleitung der Gleichung (4 a) wurde der Wirkungsgrad $\eta_{ig}$ der ganzen Gelenkwelle des Zuges schon zu

$$\eta_{ig} = (\eta_i \cos^2 \vartheta)^{\frac{m}{2}}$$

ermittelt, was für den Versuchszug von 5 Wagen bei gerader Fahrt 0,766 ergab.

Aus der, allerdings nur näherungsweise zutreffenden Fig. 23 läßt sich ein praktisch leicht verwendbarer Ausdruck für $\cos^2 \vartheta$ herleiten; denn es ist nach der in der Figur gezeichneten Darstellung:



Digitized by Google

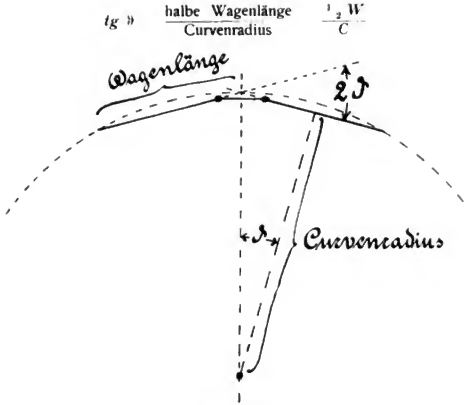



Fig. 23.

Es ist aber bekanntlich:

$$\cos^2 \vartheta = \frac{1}{1 + tg^2 \vartheta}$$

folglich:

$$\cos^2 \vartheta = \frac{1}{1 + \left(\frac{W}{2C}\right)^2}$$

mithin der Gesamt-Wirkungsgrad der Gelenkwelle:

$$\eta_g = \left[\eta_1 \frac{1}{1 + \left(\frac{W}{2C}\right)^2}\right]^{\frac{m}{2}} \qquad (8)$$

Nimmt man daher an, daß die kleinste vorgekommene Fahrkurve des Versuchszuges eine Strecke als Radius gehabt habe, die etwa gleich der doppelten Wagenlänge gewesen ist, so erhalten wir:

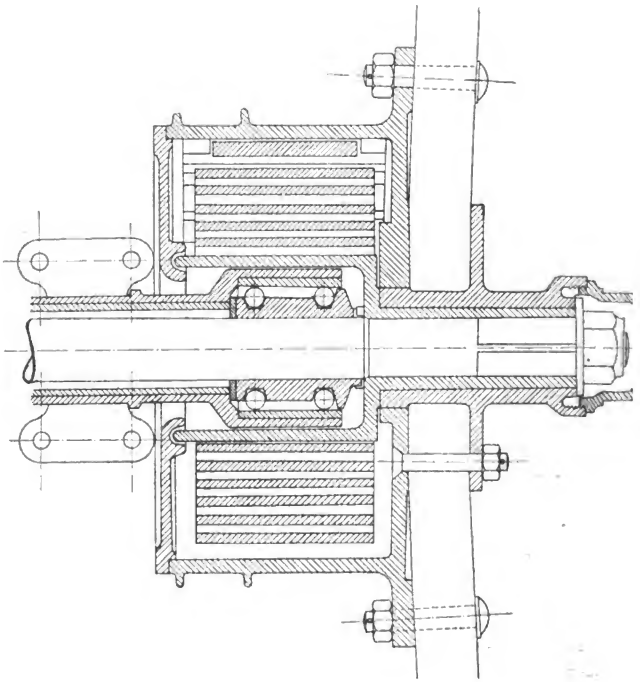
$$\eta_g = \left[0{,}9 \frac{1}{1 + \frac{1}{16}}\right]^{5/2} = \left[0{,}9 \cdot \frac{16}{17}\right]^{5/2}$$

$$0{,}846^{5/2} \sim 0{,}66$$

In der kleinsten Kurve wird also der Wirkungsgrad der Gelenkwelle im Verhältnis $\frac{0{,}66}{0{,}766} \sim 0{,}86$, also nur um 14% schlechter. Durch diesen würde also nur der Verlust von etwa 2,5 PS. seine Erklärung finden. Dazu kommt allerdings noch der Verlust durch vermehrte Lagerreibung infolge der bei Ablenkung der Gelenk-



Digitized by Google



Digitized by Google

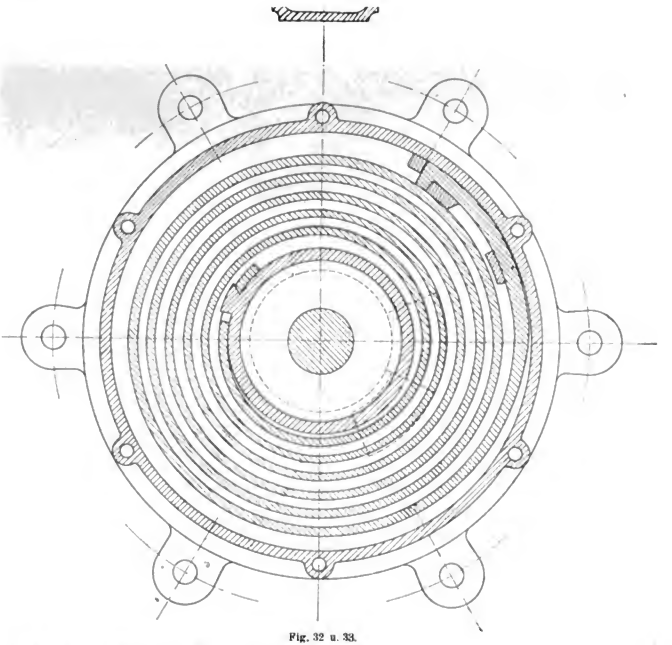


Fig. 32 u. 33.

Zu: **W. A. Th. Müller, Der Automobilzug.**
Verlag: M. Krayn, Berlin.

Digitized by Google

wellenglieder auftretenden Radialkräfte. Diese finden aber schon in der Schätzung von $\eta = 0{,}9$ ihre teilweise Berücksichtigung und können auch keine erhebliche Größe erhalten, weil der Winkel $\vartheta$ im ungünstigsten Falle (nach $tg\ \vartheta = \frac{1}{4} = 0{,}25$) nur $\sim 14°$ beträgt.

Als eine weitere Ursache von Energieverlusten, ist nun das Gleiten der Räder auf der Fahrbahn infolge der Raddurchmesser-Verschiedenheiten zu berücksichtigen, über deren Größe uns folgende Ueberlegung Auskunft gibt:

Der Mittelwert aus den Durchmessern aller Treibräder des Zuges bestimmt die Fahrgeschwindigkeit. Bezeichnet man diesen mit $2\,R_t$, so ist der bei einer Radumdrehung vom Zuge zurückgelegte Weg $S_t = 2\,R_t\,\pi$. Ein Umfangspunkt an einem Rade vom Radius $R_1$ legt aber in Wirklichkeit in der gleichen Zeit den Weg $S_1 = 2\,R_1\,\pi$ zurück. Aus der Differenz beider ergibt sich der Weg $S$, den ein Umfangspunkt neben seiner Abrollungsbewegung noch als gleitende Bewegung während einer Umdrehung zurückzulegen hat:

$$S = S_1 - S_t = (R_1 - R_t)\,2\,\pi$$

Die Kraft $P$, die zur Ueberwindung des Gleitwiderstandes zwischen Rad und Fahrbahn aufzuwenden ist, läßt sich aus dem Adhäsionsdruck $Q_1$ der betreffenden Achse bezw. dem Raddruck $\frac{Q_1}{2}$ und dem jeweiligen Reibungskoeffizienten $\mu_1$ ermitteln, nämlich:

$$P = \frac{Q_1}{2}\,\mu_1$$

Aus beiden Gleichungen ergibt sich die Arbeit, die während einer Radumdrehung für die Gleitbewegung aufzuwenden ist:

$$P \cdot S = Q_1\,\mu_1\,(R_1 - R_t)\,\pi$$

Multipliziert man diese mit der Anzahl der Umdrehungen in der Zeiteinheit, die durch die Fahrgeschwindigkeit zu:

$$n = \frac{V}{3{,}6 \cdot 2\,R_t\,\pi}$$

bestimmt ist, so erhalten wir die gesuchte Leistungs-Größe für ein Rad:

$$P \cdot S \cdot n = \tfrac{1}{2}\,Q_1\,\mu_1 \frac{V}{3{,}6}\,\frac{R_1 - R_t}{R_t}$$

Diese Größe wäre nun für jedes Rad, bezw. dessen Radius $R_3 \cdot R_5 \cdot R_4$ usw. auszurechnen. Führt man indessen für den Ausdruck $\frac{R_1 - R_t}{R_t}$ das Verhältnis der im ganzen Zuge



Digitized by Google

durchschnittlich vorkommenden Abweichungen vom Raddurchmesser-Sollwert zum Sollwert, d. i. annähernd die Hälfte der bei der Herstellung der Räder zugelassenen Toleranz $T$ ein, und für $Q_1$ und $\mu_1$ die Mittelwerte $Q$ und $\mu$, so braucht obige Gleichung nur noch mit der Anzahl der Treibräder 2 m multipliziert zu werden, um die für das Gleiten der Treibräder aufzuwendende Leistung $N_G$ zu erhalten.

In PS ausgedrückt, ist diese also:

$$N_{Gl} = \frac{1}{75} \cdot m \, Q \, \mu \, \frac{V}{3{,}6} \cdot \frac{T}{2} \qquad (9)$$

Mit Hilfe dieser Gleichung können wir die Größe der Gleitverluste an den Treibrädern des Versuchszuges ermitteln, wobei wir annehmen wollen, daß auf die fünf Treibachsen etwa $^2/_3$ des gesamten Zuggewichtes kommen, so daß der Achsdruck durchschnittlich $Q = 1000$ kg betragen hat. Der Reibungskoeffizient $\mu$ muß in Rücksicht auf den Umstand, daß die Mehrzahl der Räder Gummireifen hatte, für feuchte Chaussee verhältnismäßig hoch, also etwa zu 0,6 eingesetzt werden. Die Raddurchmesser wurden nachgemessen, wobei sich Unterschiede bis zu $\pm$ 1% sicher feststellen ließen; mithin war $T = 0{,}01$. Hiernach ergibt sich bei 12 km/Std. Geschwindigkeit:

$$N_{Gl} = \frac{1}{75} \cdot 5 \cdot 1000 \cdot 0{,}6 \, \frac{12}{3{,}6} \cdot \frac{0{,}01}{2} = \sim 0{,}66 \text{ PS}$$

Dieses Rechnungsresultat lehrt, daß auch die für das Gleiten der Treibräder auf der Fahrbahn aufzuwendende Leistung nicht erheblich ist. Zu dem Energieverbrauch des ideellen Renard-Zuges von 18,1 PS kommen bis jetzt 2,5 PS für die maximalen Verluste in der Gelenkwelle und obige 0,66 PS hinzu, so daß insgesamt der Verbrauch von 21,0 PS erklärt wäre.

Zwischen dem nachweisbaren und dem tatsächlichen Energie-Verbrauch besteht demnach noch die erhebliche Differenz von 24 PS. Es müssen also an irgend einer Stelle Verluste eintreten, die bisher nicht erkannt worden sind.

Eine Betrachtung der Gleichung (9) zeigt, daß die niedere Größenordnung der Gleitverluste auf der Fahrbahn in der geringen Gleitgeschwindigkeit $\frac{V}{3{,}6} \cdot \frac{T}{2}$ durchaus begründet ist, obgleich es sich um recht beträchtliche Umfangskräfte dabei handelt. Während man es nämlich normalerweise mit Umfangskräften an dem Treibräderpaar eines Wagens in Größe von ungefähr $\frac{3}{2} Q \cdot \varphi$ zu tun haben sollte, kommen hier solche im Werte von $Q \cdot \mu$ in Betracht. Der Koeffizient des Fahrwiderstandes $\varphi$ beträgt auf



Digitized by Google

chaussierten Straßen bei der vorliegenden Art der Bereifung etwa 0,028, während der Koeffizient der gleitenden Reibung in der Regel bis 30 mal so groß ist, so daß also unter Umständen 20mal größere Umfangskräfte an den Treib-Treibrädern auftreten können, als gewöhnlich. Die Wirkungen dieser großen Umfangskräfte bedürfen daher nunmehr einer näheren Untersuchung.

In Figur 24 sind die beiden letzten Wagen eines Zuges schematisch dargestellt. Der Durchmesser der Treibräder am letzten Wagen sei ein wenig größer, derjenige am vorletzten Wagen ein wenig kleiner, als der Mittelwert aus den Durchmessern aller Treibräder des Zuges. Also:

$$R_1 < R_t < R_2$$

Zur Fortbewegung des letzten Wagens auf horizontaler Bahn, ist an seiner Längswelle ein Drehmoment erforderlich:

$$M_2 = G_2 \varrho \cdot R_2 \frac{I}{\eta \eta' \varkappa} \qquad (10)$$

Da $R_2 > R_t$, so können die Räder unter der Wirkung dieses Momentes noch nicht zum Drehen kommen, sondern es ist an der Längswelle auch noch ein Moment zur Ueberwindung des Gleitwiderstandes am Umfange erforderlich, dessen Größe sein muß:

$$M_{2Gl} = Q_2 \cdot \mu \cdot R_2 \frac{I}{\eta_1 \eta_1' \varkappa}$$

Insgesamt ist also für den letzten Wagen an seiner Längswelle ein Moment aufzuwenden:

$$(M_2 + M_{2Gl}) = (G_2 \varrho + Q_2 \mu) R_2 \frac{I}{\eta \eta_1' \varkappa} \qquad (12)$$

Von diesem Moment wird nur der Addend $M_2$ zur Fortbewegung des Wagens gebraucht, und von dem anderen Addenden geht in der Gleitungsarbeit nichts verloren. Die Reaktion der Reibungsstützkraft wird als eine Schubkraft durch die Deichsel in der Größe von $Q_2 \mu$ auf den vorangehenden Wagen übertragen und wirkt hier am Treibräder-Umfange als Drehmoment $Q_2 \mu \cdot R_1$. Zur Fortbewegung des Wagens ist hiervon indessen nur der Betrag $G_1 \cdot \varrho \cdot \varkappa_1$ erforderlich, es bleibt also noch ein Rest übrig, der auf die Längswelle in treibendem Sinne zur Wirkung kommt und dadurch, wie bei den Untersuchungen auf Seite 55 erkannt wurde, zur Aufbringung des am letzten Wagen wegen der Rädergleitung erforderlichen Momentes beiträgt. Es wird also der Längswelle von den Treibrädern des vorletzten Wagens aus, das Moment:

$$M'_t = (Q_2 \mu - G_1 \varrho) R_1 \eta' \frac{I}{\varkappa}$$



Digitized by Google

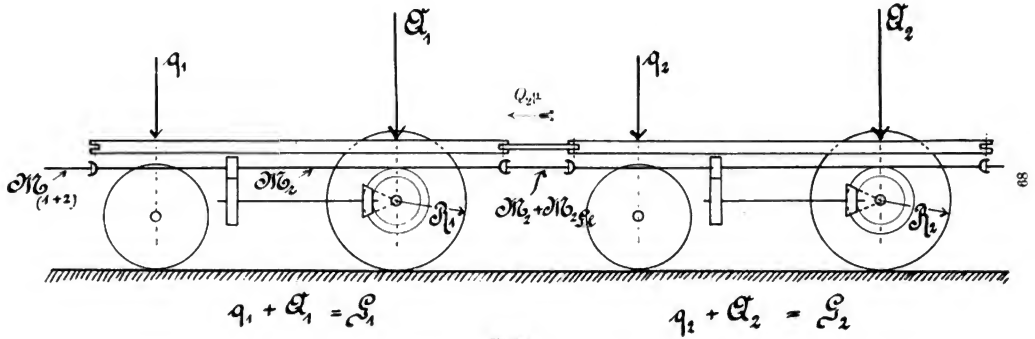



Fig. 24.

zugeführt, das mit dem Güteverhältnis $\eta$ der Längswelle selbst multipliziert wieder am letzten Wagen zur Wirkung kommt mit:

$$M_r = (Q_2 \mu - G_1 \rho)\, R_1 \eta_1 \eta_1' \frac{1}{x} \qquad (13)$$

Für die Fortbewegung beider Wagen ist der Längswelle demnach ein Moment $M_{(1+2)}$ vom Motor zuzuführen, das sich ergibt aus der Differenz der Geichungen (12) und (13):

$$M_{(1+2)} = (G_2 \rho + Q_2 \mu) R_2 \frac{1}{\eta_1 \eta_1' x} - (Q_2 \mu - G_1 \rho) R_1 \eta_1 \eta_1' \frac{1}{x}$$

$$- G_2 \rho R_2 \frac{1}{\eta_1 \eta_1' x} + Q_2 \mu R_2 \frac{1}{\eta_1 \eta_1' x} - Q_2 \mu R_1 \eta_1 \eta_1' \frac{1}{x} + G_1 \rho R_1 \eta_1 \eta_1' \frac{1}{x}$$

Dies geordnet führt zu:

$$M_{(1+2)} = \frac{1}{x} \left[ G_2 \rho R_2 \frac{1}{\eta_1 \eta_1'} + G_1 \rho R_1 \eta_1 \eta_1' + Q_2 \mu \left( R_2 \frac{1}{\eta_1 \eta_1'} - R_1 \eta_1 \eta_1' \right) \right]$$

Da die Abweichungen der Werte $R_1$ und $R_2$ vom Mittelwert $R_t$ nicht groß sein sollen und die Form der Addenden in der Klammer erkennen läßt, daß diese Abweichungen keinen nennenswerten Einfluß auf die Größe der Addenden haben, so können wir überall $R_t$ einführen und erhalten unter der Annahme, daß auch gleiche Wagengewichte $G_1 = G_2 = G$ in Betracht kommen, schließlich:

$$M_{(1+2)} = \frac{R_t}{x} \left[ G \rho \left( \frac{1}{\eta_1 \eta_1'} + \eta_1 \eta_1' \right) + Q \mu \left( \frac{1}{\eta_1 \eta_1'} - \eta_1 \eta_1' \right) \right] \qquad (14)$$

Diese Gleichung gibt das für zwei Wagen in der gemeinschaftlichen Antriebswelle erforderliche und dieser vom Motor zuzuführende Drehmoment an. Sie gilt immer, wenn auch nur der geringste Unterschied in den Treibrad-Durchmessern besteht oder aus irgend einer anderen Veranlassung ein Gleiten am Radumfange eintritt. Durch ihre Ableitung haben wir erkannt, daß durch die beim Gleiten der Räder auf der Fahrbahn entstehenden Umfangskräfte neben den für die Fortbewegung nötigen noch zusätzliche Drehmomente entstehen, die beständig durch das Getriebe beider Wagen mit übertragen werden müssen. Da diese zusätzlichen Drehmomente die Zahn- und Lager-Drücke in den Getrieben erhöhen, so haben sie eine entsprechende Steigerung der Energie-Verluste in den Getrieben zur Folge. Die Größe des hierdurch verloren gehenden Drehmoment-Wertes $M_v$ können wir erhalten, indem von dem tatsächlich für 2 Wagen erforderlichen Momente $M_{(1+2)}$ nach Gleichung (14) das Moment abgezogen wird, das für zwei einzeln fahrende Wagen nach Gleichung (10) erforderlich sein würde. Es ist also:



Digitized by Google

$$M_v = \frac{R_t}{x}\left[ G\rho\left(\frac{1}{\eta_t\eta_t'} + \eta_t\eta_t'\right) + Q_\mu\left(\frac{1}{\eta_t\eta_t'} - \eta_t\eta_t'\right)\right] - 2\,G\rho\,R_t\,\frac{1}{\eta_t\eta_t'\,x}$$

$$= \frac{G\rho\,R_t}{x}\left(\frac{1}{\eta_t\eta_t'} + \eta_t\eta_t' - \frac{2}{\eta_t\eta_t'}\right) + \frac{Q_\mu R_t}{x}\left(\frac{1}{\eta_t\eta_t'} - \eta_t\eta_t'\right)$$

$$= \frac{R_t}{x}\left[ G\rho\left(\eta_t\eta_t' - \frac{1}{\eta_t\eta_t'}\right) + Q_\mu\left(\frac{1}{\eta_t\eta_t'} - \eta_t\eta_t'\right)\right]$$

Da $\left(\eta_t\eta_t' - \frac{1}{\eta_t\eta_t'}\right)$ negativ wird, also der erste Addend in der Klammer stets einen negativen Wert hat, so kann gleich umgesetzt werden in:

$$M_v = \frac{R_t}{x}\left[ Q_\mu\left(\frac{1}{\eta_t\eta_t'} - \eta_t\eta_t'\right) - G\rho\left(\frac{1}{\eta_t\eta_t'} - \eta_t\eta_t'\right)\right]$$

sodaß wir schließlich erhalten:

$$M_v = \frac{R_t}{x}\left(Q_\mu - G\rho\right)\left(\frac{1}{\eta_t\eta_t'} - \eta_t\eta_t'\right) \qquad (15)$$

Die zur Aufbringung dieses Momentes an der Längswelle erforderliche Motorleistung $N$ können wir dadurch erhalten, daß die rechte Seite der Gleichung (15) dem in Gleichung (5) aufgestellten Drehmomentswerte gleichgesetzt wird, wobei statt der Motorleistung $N$ der Teilwert $N_v$ und statt $R$ der Wert $R_t$ zu setzen ist:

$$\eta_t''\,\frac{3{,}6}{z\,V} \cdot 75\,N_v \cdot R_t = \frac{R_t}{x}\left(Q_\mu - G\rho\right)\left(\frac{1}{\eta_t\eta_t'} - \eta_t\eta_t'\right)$$

$$N_v = \frac{1}{75} \cdot \frac{V}{3{,}6} \cdot \frac{1}{\eta_t''}\left(Q_\mu - G\rho\right)\left(\frac{1}{\eta_t\eta_t'} - \eta_t\eta_t'\right) \qquad (16)$$

Rechnet man dies für die beiden letzten Wagen des Versuchs-Zuges mit denselben Durchschnitts-Werten von $Q$ und $G$ unter Einsetzung gleicher Koeffizienten, wie bei den bisherigen Nachrechnungen aus, so finden wir

$$N_v = \frac{1}{75} \cdot \frac{12}{3{,}6} \cdot \frac{1}{0{,}85}\left(1000 \cdot 0{,}6 - 1500 \cdot 0{,}028\right)\left(\frac{1}{0{,}72} - 0{,}72\right)$$

$$= \frac{1}{19{,}1}\left(660 - 12\right) 0{,}67 = \sim 19{,}5\ PS$$

Dieses Zahlenbeispiel zeigt zur Genüge, daß hiermit die Ursache der großen Verluste in der Renardschen Antriebsvorrichtung gefunden ist. Der Verbleib von 24 PS, der für den Versuchszug nach den bisherigen Rechnungsergebnissen noch des Nachweises bedurfte, findet also seine volle Aufklärung durch die Verluste in den Getrieben, die so außerordentlich hoch werden, weil die Arbeitsübertragung nach den Treibrädern nicht unter Zahndrucken



Digitized by Google

erfolgt, die den normalen Fahrwiderständen der Wagen entsprechen, sondern unter der Wirkung vielfach höheren Kräfte, die durch das notwendige Gleiten der Treibrad-Kränze auf der Fahrbahn entstehen.

Gegenüber diesen Energieverlusten in den Getrieben spielen diejenigen in den Gelenken beim Kurvenfahren sowie die Gleitverluste auf der Fahrbahn nur eine untergeordnete Rolle, umsomehr als die Verluste in den Kardan-Gelenken der durchlaufenden Welle ja nur in dem ungünstigsten Falle einer sehr kleinen Fahrkurve einen nennenswerten Betrag erreichen. Mithin ist annähernd die gesamte Differenz zwischen der zur Fortbewegung des Versuchszuges an und für sich erforderlichen Leistung von 18 PS und dem tatsächlichen Werte der Motorleistung von 45 PS auf diese Verluste in den Getrieben zurückzuführen.

Wenn sich nun schon für 2 Wagen ein Verlust von 19,5 PS ergab, während die Verluste im ganzen Zuge von 5 Wagen nur den Betrag von etwa 27 PS erreicht haben können, so läßt dies darauf schließen, daß einerseits bei denjenigen Wagen, die auf Eisenreifen liefen, wegen des geringeren Wertes von $\mu$ auch nur verhältnismäßig geringere Verluste eingetreten und andrerseits die schätzungsweise eingesetzten Werte der Wirkungsgrade und des Fahrwiderstandskoeffizienten zu ungünstig angenommen worden waren. Wird z. B. in Gleichung (16) mit einem Durchschnitts-Werte von $\mu = 0{,}3$ gerechnet und das Ergebnis, der Wagenzahl entsprechend, mit $^5/_2$ multipliziert, so kommen wir auf einen Gesamtwert der Energieverluste in Höhe von

$$N_v = \frac{5}{2} \cdot \frac{1}{19.1} (300 - 42)\, 0{,}67 \sim 22{,}5 \text{ PS}$$

Für die Fortbewegung des Zuges würden bei diesem Werte von $\mu$ noch 22,5 PS verfügbar bleiben, sodaß die Fahrgeschwindigkeit des Zuges im Verhältnis der verfügbaren PS-Zahlen von 12 km/Std. auf $12 \frac{22{,}5}{18} = 15$ km/Std. zunehmen könnte. Dieses rechnungsmäßig feststellbare Verhalten des Zuges deckt sich auch vollkommen mit den Ergebnissen der Geschwindigkeitsmessungen bei den Versuchsfahrten: Je schlüpfriger die Straßenoberfläche war, um so schneller fuhr der Zug, und auf trockenen Straßen wurde sogar nur eine Geschwindigkeit von 7 bis 8 km/Std. erreicht, so daß die mittlere Fahrgeschwindigkeit nur 9,9 km/Std. betrug.*)

*) cfr. Seite 9 u. 10.



Digitized by Google

Um die Leistungsverhältnisse eines Train-Renard mit denjenigen anderer Automobile zu vergleichen, sei daran erinnert, daß elektrisch betriebene Fahrzeuge ähnlicher Bauart, wie sie im Versuchszuge verwendet wurden, einschließlich der Verluste in den Elektromotoren und Getrieben höchstens 100 bis 110 Wattstunden oder rund $^1/_7$ PS-Std. für ein tkm Fahrleistung verbrauchen. Bei Benzin-Automobilen wird wegen der mangelnden Ueberlastungsfähigkeit der Benzinmotoren etwas mehr, und zwar etwa $^1/_5$—$^1/_4$ PS-Std. für ein tkm gebraucht. Dagegen wurde bei dem Versuchszuge mit 1 PS-Std. nur 1,67 tkm Fahrleistung erzielt, so daß auf ein tkm 0,6 PS-Std. kamen. Der durchschnittliche Energieverbrauch eines Renardzuges ist also 2½ bis 3mal so groß, wie bei Benzin-Automobilen üblicher Bauart. Dies ist durch die Versuche festgestellt, wobei allerdings zu berücksichtigen ist, daß man den Versuchszug wahrscheinlich etwas mehr hätte belasten können; doch eine wesentliche Verbesserung dieses Verhältnisses hätte sich dadurch nicht mehr erzielen lassen. Es muß also nach Vorstehendem der hohe Energie-Verbrauch des Renardzuges als unwiderlegliche Tatsache anerkannt werden; es fragt sich nur noch, ob es Mittel zu seiner Herabsetzung gibt.

Die Gleichungen (15) und (16) lassen keinen Zweifel darüber, daß es bei dem beschriebenen und durch Fig. 24 gekennzeichneten Antriebssystem nur ein Mittel zur Verminderung der außergewöhnlichen, zusätzlichen Energieverluste gibt: Der Wert des Ausdruckes $\left(\frac{1}{\gamma_i \gamma_i'} - \gamma_i \gamma_i'\right)$ muß so klein wie möglich gemacht werden; denn alle übrigen Faktoren sind von Fall zu Fall unveränderlich gegeben. Jener Wert nähert sich aber der Null, je mehr $\gamma_i$ und $\gamma_i'$ dem Werte 1 nahe kommen. Es ist demnach als zweckmäßige Maßnahme zu bezeichnen, daß die Getriebe in den neueren Renard-Zügen, wie Fig. 25 zeigt, mit Kugellagern ausgeführt werden, während anfänglich Gleitlager mit Ringschmierung Anwendung fanden.

Ob sich nun freilich gegenüber den in unseren Zahlenbeispielen verwendeten Güteverhältniswerten — $\gamma_i = 0{,}9$ für die durchlaufende Welle auf der Länge eines Wagens und $\gamma_i' = 0{,}8$ für die Uebersetzung (Kardan oder Kette) nach den Treibrädern — durch Verbesserungen in der Detail-Konstruktion und Ausführung noch nennenswerte Fortschritte erreichen lassen, erscheint fraglich. Deshalb wäre als nächster Schritt zu untersuchen, was sich noch durch Wahl anderer



Digitized by Google

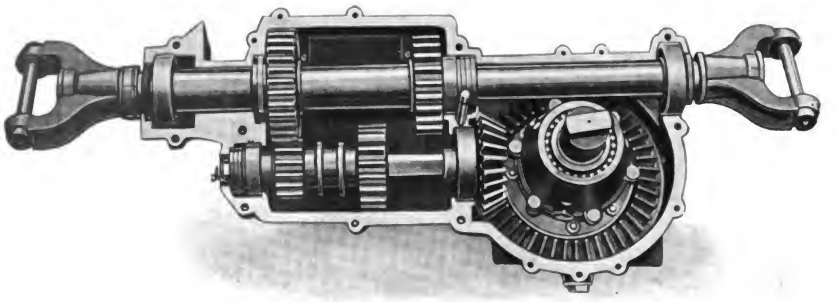


Fig. 25. Zahnräder-Getriebe eines Anhängewagens mit Kettenantrieb. Das Schubvorgelege ermöglicht die wahlweise Anwendung zweier verschiedener Uebersetzungsverhältnisse bei allen Anhängewagen.

Digitized by Google

Uebertragseinrichtungen zwischen der Längswelle und den Treibrädern erreichen läßt.

Könnte man beispielsweise die Anzahl der erforderlichen Getriebeteile so vermindern, wie es bei der Kupplung zweier oder mehrerer Treibachsen von Lokomotiven möglich ist, so wären die zusätzlichen Getriebeverluste ohne weiteres auf ein annehmbares Maß herabgesetzt. Auch zwischen den gekuppelten Achsen von Lokomotiven müssen sich schon bei den geringsten Raddurchmesser-Unterschieden gleichartige Vorgänge abspielen, wie wir sie bei den, durch die Längswelle gekuppelten Treibachsen des Renardzuges kennen gelernt haben. Bei Lokomotiven können daraus aber keine großen Verluste entstehen, weil — abgesehen von dem geringeren Werte der Reibungskoeffizienten zwischen Stahlreifen und Schienen — die Uebertragung der zusätzlichen Drehmomente von einem Rad zum anderen lediglich durch die starre Schubstange erfolgt. Es kann nur eine Vergrößerung der Lagerdrucke an den zwei Kurbelzapfen und damit eine Vergrößerung der Reibungsverluste an diesen wenigen Stellen eintreten. — Es genügt aber die einfache Ueberlegung, daß es sich bei Lokomotiven um die Kupplung von parallel an einem Rahmen liegenden Achsen handelt, während bei Automobilzügen die Kupplung der Treibachsen getrennter Fahrzeuge in Betracht kommt, um einzusehen, daß hier eine solche Einfachheit der verbindenden Getriebeteile wie bei Lokomotiven niemals erreicht werden kann. Für die mechanische Arbeitsübertragung von einem Wagen zum anderen wird sich kaum ein einfacheres Organ, als die von Renard vorgeschlagene Längswelle finden lassen. Daraus folgt die Notwendigkeit eines konischen Zahnräderpaares — Schneckengetriebe kommt wegen schlechteren Wirkungsgrades nicht in Frage — für die Uebertragung auf die senkrecht zur Längswelle stehende Treibachse. Die unerläßliche Federung der Wagenachsen gegen den Rahmen machen Organe wie Kette oder Kardanwelle zur weiteren Notwendigkeit.

Die Vereinfachung des Getriebes scheidet damit als Mittel zur Verminderung der zusätzlichen Getriebeverluste aus. Es bleibt aber vielleicht noch die Möglichkeit übrig, die tatsächliche Ursache der großen Verluste, nämlich die statische Ueberbestimmung des Systems zu beseitigen. Zur Diskussion dieses Mittels mögen die folgenden Figuren als Hilfsmittel dienen.

Die Fig. 26 zeigt nochmals schematisch das System des Renard-Zuges. Von einer im Sinne der Kraftübertragung



Digitized by Google

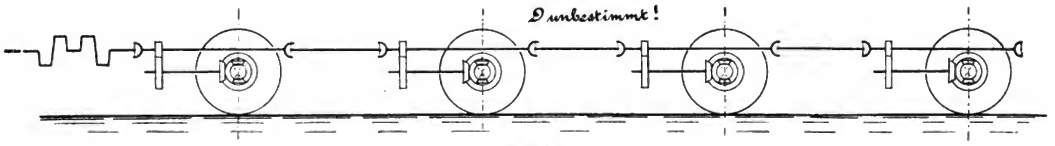



Fig. 26.

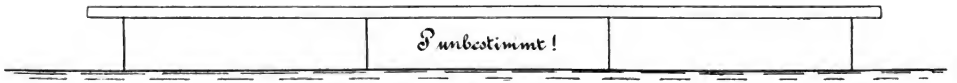



Fig. 27.

Digitized by Google

ununterbrochenen Längswelle wird die Arbeit des Motors auf mehrere Treibräder übertragen. Die statische Ueberbestimmung entsteht, wie bereits gezeigt wurde, dadurch, daß die Treibräder einerseits durch die Reibungsstützkraft an der Fahrbahn und andererseits durch die Längswelle untereinander zwangläufig verbunden sind. Dadurch erhält man den in Fig. 27 dargestellten Belastungsfall eines mehrfach unterstützten Trägers. Die durch die Fahrbahn hergestellte Verbindung ist unabänderlich gegeben, deshalb kann die Ueberbestimmung nur durch Beseitigung der von der Längswelle gebildeten Treibräder-Verbindung aufgehoben werden.

Dies wäre theoretisch einwandfrei durch die in Fig. 28 dargestellte Getriebeanordnung erreichbar, deren statische Wirkungsweise noch durch Fig. 29 erläutert wird, in der die Ausgleichsgetriebe durch je einen zweiarmigen Hebel mit gleichlangen Armen ersetzt sind: An die Stelle der durchlaufenden Längswelle ist ein Wellensystem mit Ausgleichsgetrieben gesetzt derart, daß nur je zwei Treibachsen von einer gemeinsamen Längswelle, die aber ein Ausgleichsgetriebe zwischen beiden enthält, angetrieben werden. Die Gruppen von je zwei Treibachsen erhalten ihren Antrieb von einer Vorgelegewelle, die ebenfalls mit Ausgleichsgetriebe versehen ist. Wenn der Zug noch länger werden soll, so muß er aus acht Treibachsen bestehen, die zu je vier nach Fig. 28 verbunden, wieder durch eine mit Ausgleichsgetriebe versehene Welle anzutreiben wären. Der Motor hätte schließlich das Ausgleichsgetriebe der letzten Welle anzutreiben und müßte auf einem der beiden mittleren Wagen untergebracht sein. Es ist selbstverständlich, daß der Ausführung eines solchen Systems erhebliche praktische Schwierigkeiten im Wege stehen. Die Notwendigkeit, daß die Wagenzahl des Zuges stets eine Potenz von 2 sein muß, die mehrfach zwischen den Wagen durchzuführenden Gelenkwellen und die Ungleichheit der einzelnen Wagen lassen es sogar als praktisch unmöglich erscheinen. Theoretisch wäre im allgemeinen nichts gegen diese Anordnung einzuwenden, weil einerseits auf alle Treibachsen gleiche Drehmomente übertragen werden und andererseits jedes Rad eine Umdrehungszahl annehmen kann, die, unabhängig von den anderen Rädern, genau der Länge seiner Fahrkurve entspricht.

Von Regierungs-Baumeister Pflug wurde die „konstruktive Anordnung eines zweiten Ausgleichsgetriebes an



Digitized by Google

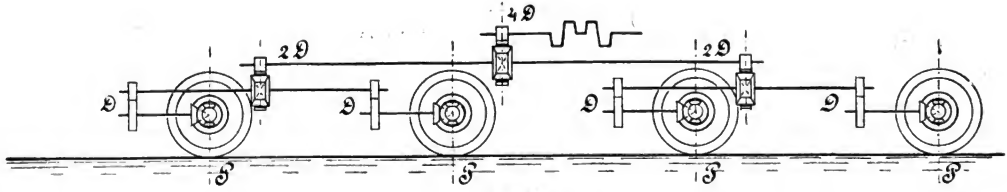



Fig. 28.

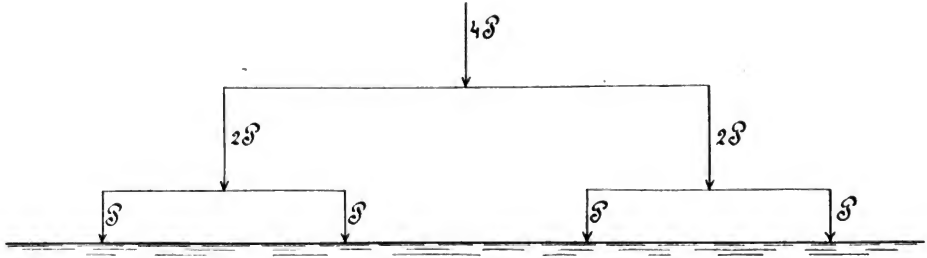



Fig. 29.

Digitized by Google

jedem Wagen"*) als Mittel zur Ermöglichung eines einwandfreien, mechanischen Antriebes von Automobilzügen angegeben. Diesem Vorschlage ist in Fig. 30 schematisch Gestalt gegeben. Das zweite Ausgleichgetriebe — das erste liegt auf der Treibachse zwischen den beiden Wagenrädern — muß auf jedem Wagen zwischen dem zur eigenen Bewegung vorhandenen Getriebe und dem zum Antrieb der nachfolgenden Wagen dienenden Wellenstrange angebracht werden. Auf den ersten Blick erscheint dieses Arrangement nicht unmöglich; denn die statische Ueberbestimmung wäre beseitigt, und das Getriebe kann für alle Wagen gleichartig ausgeführt werden, so daß die Wagenzahl beliebig sein könnte. Ein offenbarer Mangel ist es aber, daß den Treibachsen verschieden große Drehmomente zugeführt werden, beziehungsweise von diesen aufgenommen werden müssen, was insbesondere aus dem Diagramm Fig. 31 zu entnehmen ist. Bezeichnet man das dem letzten Wagen zuzuführende Drehmoment mit $D'$, so ist dem vorletzten $2\,D'$, dem drittletzten $4D'$, dem viertletzten $8\,D'$ u. s. f. wachsend mit der Potenz von 2, zuzuführen. Bei einem Zuge aus fünf Wagen entsteht an den Treibrädern des ersten Wagens ein Drehmoment im achtfachen Betrage des am letzten Wagen erforderlichen Momentes. Ergibt die Adhäsion an der Straßenoberfläche aber hierzu nicht die notwendige Reibungsstützkraft, was häufig der Fall sein wird, so drehen sich eines oder beide Räder des ersten Wagens gleitend auf der Fahrbahn, und der Zug bleibt stehen. Auch bei dem System nach Fig. 28 würde zwar der ganze Zug durch Gleiten eines Rades zum Stillstand kommen; doch könnte dies dort weniger leicht eintreten, weil die entstehenden Drehmomente alle gleich groß sind.

Eine andere Schwierigkeit würde übrigens noch der letzte Wagen bieten. In der gezeichneten Anordnung bleibt nämlich der letzte Wellenstrang unbelastet. Dies geht nicht an, weil sonst wegen der Wirkungsweise der Ausgleichsgetriebe keine größeren Drehmomente auf die Treibachsen übertragen werden können, als dem Leerlaufsmomente an dem letzten Strange entspricht. Wollte man aber das letzte Wellenende durch eine Bremse belasten, so entstünde der Nachteil — abgesehen von dem Energieverlust und der Schwierigkeit, die Belastung dieser Bremse automatisch zu regeln —, daß am letzten Wagen schon $2\,D'$ zugeführt werden müßten, wodurch die zulässige Wagenzahl unter sonst gleichen Um-

*) Zeitschrift des M. M.-V., 1905. S. 573.



Digitized by Google

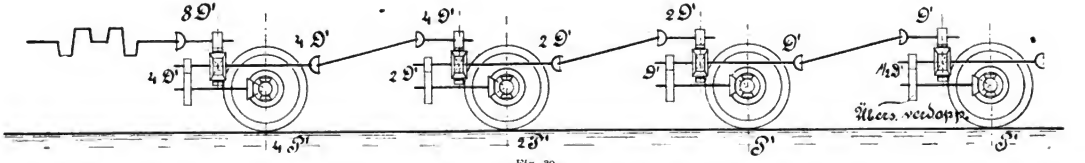



Fig. 30.

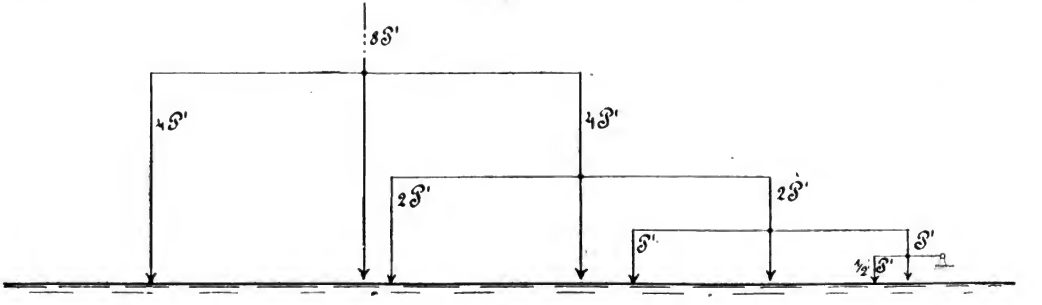



Fig. 31.



Digitized by Google

ständen um eins vermindert werden würde. Ein Ausweg ist aber dadurch gegeben, daß man das unbelastete Wellenende durch Festspannen am Drehen verhindert. Dies zwingt dann aber auch dazu, das Uebersetzungsverhältnis nach der Treibachse zu verdoppeln, weil die Treibräder sonst durch die Wirkung des Ausgleichsgetriebes mit doppelter Umdrehungszahl laufen würden. Das am Ausgleichgetriebe nach der Treibachse fortzuleitende Drehmoment braucht wegen der doppelten Uebersetzung nur $\frac{1}{2}D'$ zu sein, so daß zusammen mit der gleichgroßen Reaktion am festgespannten Wellenende nicht mehr als der einfache Drehmomentswert $D'$ für die Fortbewegung des letzten Wagens erforderlich wird.

Die Ausführbarkeit des Pflugschen Vorschlages läßt sich — wie gesagt — zunächst nicht von der Hand weisen. Dem Umstande, daß der letzte Wagen jedes Zuges nach Vorstehendem besonderer Einrichtungen bedarf, kann Rechnung getragen werden. Auch kann man sich mit der ungleichen Größe der Drehmomente an den Treibachsen abfinden, indem man damit rechnet, daß die vorderen Treibräder mit Radarmierungen für Adhäsionsvermehrung versehen werden. Ein Vergleich der in Fig. 28 und 30 eingeschriebenen Drehmomentswerte zeigt indessen den Unterschied, daß bei der letzteren Anordnung scheinbar die doppelte Leistung des Antriebsmotors erforderlich ist. Dieser Widerspruch findet aber seine Aufklärung darin, daß die eingeschriebenen Zahlen nur die aus den Stabilitätsbedingungen der Ausgleichgetriebe resultierenden Wert-Verhältnisse darstellen. Während $D$ bei Fig. 28 gleich dem zur Fortbewegung eines Wagens erforderlichen Drehmomente ist, unterliegt der Wert von $D'$ in Fig. 30 der Bedingung, daß die Summe aller an den Treibrädern wirksamen Momente ($D' + D' + 2\,D' + 4\,D' + \ldots$) gleich dem Bewegungswiderstande des ganzen Zuges sein muß, d. h. bei einem Zuge aus vier Wagen:

$$D' + D' + 2D' + 4D' = 8\,D' = 4\,D$$

$$\text{also } D' = \tfrac{1}{2}\,D$$

oder bei fünf Wagen:

$$D' + D' + 2\,D' + 4\,D' + 8\,D' = 16\,D' = 5\,D$$

$$\text{folglich dann } D' = \frac{5}{16}\,D$$

oder allgemein bei $m$ Wagen:

$$D' = \frac{m}{2^{(m-1)}}\,D \qquad \textbf{(17)}$$

Daraus folgt, daß die großen Drehmomente an den Treib-



Digitized by Google

rädern der ersten Wagen zu unmittelbarem Ziehen der letzten Wagen Verwendung finden, so daß diesen durch das Triebwerk nur noch ein mehr oder weniger kleiner Bruchteil des sonst zum Antrieb eines Wagens erforderlichen Momentes zugeführt werden braucht. Es fragt sich hierbei nun, in welchem Verhältnis die Anzahl der treibenden Achsen zur Zahl derjenigen steht, die teilweise gezogen werden:

Die Größe des an der $a$-ten Achse wirksam werdenden Drehmomentes, wobei $a$ die Ordnungszahl des Wagens vom letzten an gerechnet bedeutet, ergibt sich nach den Fig. 30 und 31 zu

$$D_a = 2^{(a-2)}\, D'$$

oder wenn $D'$ nach Gleichung (17) eingesetzt wird

$$D_a = 2^{(a-(m+1))}\, m\, D \qquad \textbf{(18)}$$

Solange $D_a$ kleiner als $D$ ist, wird der betreffende Wagen noch von den vorderen gezogen. Wo die Grenze der ziehenden und gezogenen Wagen liegt, erfahren wir aus Gleichung (18), indem $D_a = D$ gesetzt und nach $a$ aufgelöst wird:

$$2^{(a-(m+1))} \cdot m = 1$$

$$2^{(a-(m+1))} = \frac{1}{m}$$

$$a - (m+1) = \log_2 \frac{1}{m} = \frac{\log \frac{1}{m}}{\log 2}$$

$$a = (m+1) + \frac{\log \frac{1}{m}}{0{,}301} \qquad \textbf{(19)}$$

Da das Verhältnis von $a$ zu $m$ aus Gleichung (19) nicht ohne weiteres zu entnehmen ist, so rechnen wir es für einige Fälle aus:

für $m = 4$ wird $a = 5 + \frac{0{,}398 - 1}{0{,}301} = \sim 5 - \frac{0{,}6}{0{,}3}$

$= \sim 3$ ; $\frac{a}{m} = \sim 0{,}75$

für $m = 5$ wird $a = 6 + \frac{0{,}301 - 1}{0{,}301} = \sim 6 - \frac{0{,}7}{0{,}3}$

$= \sim 3{,}66$ ; $\frac{a}{m} = \sim 0{,}73$

für $m = 6$ wird $a = 7 + \frac{0{,}220 - 1}{0{,}301} = \sim 7 - \frac{0{,}78}{0{,}3}$

$= \sim 4{,}4$ ; $\frac{a}{m} = \sim 0{,}73$



Digitized by Google

für $m = 7$ wird $a = 8 + \frac{0{,}155 - 1}{0{,}301} = \sim 8 - \frac{0{,}85}{0{,}3}$

$= \sim 5{,}16$ ; $\frac{a}{m} = \sim 0{,}74$

für $m = 8$ wird $a = 9 + \frac{0{,}097 - 1}{0{,}301} = \sim 9 - \frac{0{,}91}{0{,}301}$

$= \sim 6{,}0$ ; $\frac{a}{m} = \sim 0{,}75$

Wir finden, daß nur von einem Viertel aller Treibachsen des Zuges ein Drehmoment entwickelt wird, das größer als der eigene Bewegungswiderstand eines Wagens ist; während an den übrigen erheblich kleinere Momente entstehen. Die hauptsächlichste Fortbewegungsarbeit wird demnach bei diesem Zugsystem von nur einem Viertel der Treibachsen geleistet, d. h. bei den gewöhnlichen Zuglängen von 4 bis 6 Wagen stets allein von den beiden vordersten Achsen. Wenn man dies erkannt hat, so leuchtet es ohne weiters ein, daß man dann besser tut, den Zug nur für den Antrieb zweier Achsen einzurichten, also eine Vorspannmaschine mit Vier-Räder-Antrieb zu verwenden.

Damit scheidet auch dieses Antriebsystem als Verbesserungsmöglichkeit des Renardschen Gedankens aus. Wir haben aber noch den Einfluß der elastischen Zwischenglieder im Getriebe zu untersuchen, deren Renard sich bekanntlich in Gestalt von Federband-Kupplungen in den Radnaben bedient. Diese Untersuchung ist auch nötig, um Espitaliers Aeußerungen*) hierüber beurteilen zu können.

Die Fig. 32 und 33 zeigen die Renardsche Federband-Kupplung im Quer- und Längsschnitt. Die Wirkungsweise dürfte aus diesen Figuren leicht zu erkennen sein, wenn man beachtet, daß die innere Hülse der Radnabe gegen die äußere drehbar ist. Die Uebertragung der Kraft von der inneren, angetriebenen Hülse auf das Rad erfolgt durch das sich mehr oder weniger zusammen rollende, uhrfederartig aufgewickelte Stahlband. Da zwischen der Längswelle des Zuges und den Treibrädern eine Zahnräder-Uebersetzung liegt, deren Uebersetzungsverhältnis etwa 1 : 8 beträgt, so wird die Längswelle immerhin einige Umdrehungen machen müssen, ehe auf die Treibräder eine dem notwendigen Beschleunigungsdruck entsprechende Kraft kommt.

Es ist klar, daß diesem Organ des Renardzuges auf jeden Fall diejenige Bedeutung zukommt, die man einer elastischen

*) cfr. Kapitel II, S. 14.



Digitized by Google

Kupplung allgemein in jedem Automobil zuspricht. Außerdem hat es hier aber noch den besonderen Wert, daß erst durch seine Anwesenheit (infolge der damit erreichten Drehbarkeit der Längswelle ohne Fortbewegung des Wagens) das Kuppeln der Längswellen-Glieder beim Zusammenstellen des Zuges ermöglicht wird, da dies ja nur unter gleichen Winkelstellungen der zu kuppelnden Gelenkteile erfolgen kann.

Nach Espitalier sind jedoch diese Wirkungen für den Entschluß, Federband-Kupplungen in die Räder zu setzen, keineswegs maßgebend gewesen, sondern man hat geglaubt, durch elastische Kupplungen unangenehme Folgen jenes Umstandes beseitigen zu können, daß sich die Entfernung der Treibräder voneinander ändert, wenn der Zug von der geraden Fahrt in eine Kurve übergeht und umgekehrt.

Daß durch die elastischen Kupplungen die zwangläufige Verbindung der Radumfänge bis zu einem gewissen Grade aufgehoben und damit die Verstellbarkeit der Räder gegeneinander ermöglicht ist, ist richtig. Es scheint aber nicht beachtet worden zu sein, daß mit der relativen Verstellung der Räder auch eine Aenderung der Umfangskräfte verbunden ist, da diese sich nach den Verdrehungswinkeln der Federn richten. Angenommen, die Federn seien bei gerader Fahrt alle gleich stark gespannt gewesen und der Zug sei dann in eine Kurve eingebogen, so könnten nur noch die Federn an den letzten Treibrädern gespannt bleiben, weil der Räderabstand sich vermindert hat und demnach die vorderen Räder während des Ueberganges langsamer laufen mußten, als die hinteren; d. h. die vorderen Räder hatten relativ zu den hinteren eine Rückwärtsdrehung auszuführen; ihre Federn sind also entspannt worden. Abgesehen von anderem hat also der Einbau der Federbandkupplungen zur Folge, daß zeitweilig die Fortbewegung des Zuges durch Schub der letzten Wagen auf die vorderen erfolgt. Die damit erhöhte Anforderung an die Adhäsion wird dann auch oftmals dazu führen, daß die hinteren Treibräder zum Gleiten kommen. Nun hatte man nach Espitalier erwartet, daß durch die elastischen Kupplungen das sonst bei zwangläufiger Räderverbindung infolge der Abstandsänderungen eintretende Gleiten der Räder verhindert werde. Wie wir jetzt aber sehen, ist das Gleiten der Räder keineswegs verhindert, wenn auch die unmittelbare Ursache eine andere geworden ist.

Bei dieser letzten Ueberlegung war davon ausgegangen worden, daß die Federn aller Räder bei gerader Fahrt gleich



Digitized by Google

stark gespannt seien. Dies kann aber — wie wir früher festgestellt haben — in der Regel niemals erreicht werden, weil die tatsächlich an den Rädern auftretenden Drehmomente ganz ungleiche, teilweise sogar negative Werte haben. An dieser Feststellung wird durch die Einschaltung der Federbandkupplungen nichts geändert; denn ihr Einfluß auf die eingehend untersuchten Antriebsverhältnisse kommt nur einer Vergrößerung des Spieles in den Zahnrädern gleich. Alle maßgebenden Faktoren sind nämlich in der Tat unverändert geblieben. Nur das Auftreten der Zahndrücke an den rückwärtigen Zahnflanken erfährt eine zeitliche Verschiebung, da das Voraneilen der kleineren Treibräder (in ihrer Winkelgeschwindigkeit relativ zu den größeren) jetzt außer dem Zahnspiel der Getriebe auch noch denjenigen Weg zu umfassen hat, der bis zur umgekehrten Anspannung der Federband-Kupplung zurückgelegt werden muß.

Wir finden also, daß die elastischen Kupplungen in den Treibrädern weder geeignet wären, bei sonstiger Einwandfreiheit des Antriebssystems, den erforderlichen Kräfte-Ausgleich bei Abstandsänderungen der Treibräder herbeizuführen, noch dazu dienen können, die Unvollkommenheit des Systems zu beseitigen oder wenigstens deren nachteilige Wirkungen abzuschwächen.

Espitalier erwähnte ferner, daß an Stelle der elastischen Kupplungen auch Friktionsorgane in den Treibrädern angewandt werden könnten. Durch diese ließe sich zwar der Maximalwert der Treibrad-Drehmomente und damit die Größe der zusätzlichen Getriebe-Verluste begrenzen; es würde damit aber auch die resultierende Antriebskraft des Zuges beschränkt sein, ohne daß dieser Einschränkung ein Nutzen gegenübersteht. An der Wirkungsweise des Renardschen Antriebssystems könnte durch Anwendung von Reibungs-Kupplungen in den Treibräder-Naben jedenfalls auch nichts geändert werden.

Dagegen würden Kupplungen, die nur nach einer Richtung und zwar im Drehsinne der Vorwärtsfahrt fassen, wesentliche Aenderungen in der Wirkungsweise ergeben, da die voraneilenden Treibräder dann nicht mehr rückwärts wirkende Drehmomente auf die Längswelle übertragen könnten. Durch Kupplungen mit Sperrklinken oder Klemmgesperren ließen sich demnach die zusätzlichen Getriebe-Verluste vollkommen vermeiden. Die statische Ueberbestimmung des Systems ist indessen damit nicht beseitigt. Die Wirkungsweise kann daher auch



Digitized by Google

nur eine derartige sein, daß zunächst auf e i n Räderpaar allein Kraft übertragen wird, und zwar auf dasjenige, dessen Durchmesser zufälligerweise um ein Weniges größer ist, als die Durchmesser der anderen Räder. Erst wenn dieses infolge ungenügender Adhäsion zum Gleiten kommt, wird das zweite Räderpaar mitwirken, dann das dritte, u. s. f. Es werden also je nach der Schlüpfrigkeit der Fahrbahn mehr oder weniger Treibräderpaare zur Fortbewegung des Zuges benutzt, während die anderen, deren Durchmesser gerade etwas kleiner ist, leer mitlaufen, indem die zu ihnen gehörigen Wagen von den übrigen gezogen bezw. geschoben werden. Die hierbei durch das Gleiten der Räder auf der Fahrbahn eintretenden Energieverluste können — wie wir aus Gleichung (9) gesehen haben — nicht groß werden. Es bleibt aber der Umstand als bedenkliche Unvollkommenheit bestehen, daß die Antriebsarbeit in der Regel nur von einem oder einigen Treibräderpaaren geleistet werden muß, wobei es leicht vorkommen kann, daß die treibenden Räder gerade zu den letzten im Zuge gehören, was wegen des Schiebens der vorderen Wagen nicht ohne erheblichen, nachteiligen Einfluß auf das Verhalten des Zuges im Betriebe sein wird. — Uebrigens würde mit der Einschaltung einseitig wirkender Kupplungen in die Radnaben die Verwendbarkeit der Längswelle zum Bremsen des Zuges aufhören.

Nach diesen Untersuchungen und Betrachtungen kann nunmehr wohl die Frage, ob es noch andere Möglichkeiten einer mechanischen Kraftübertragung für Automobilzüge mit angetriebenen Anhängewagen gibt, mit einiger Sicherheit verneinend beantwortet werden, so daß uns das Ergebnis ein Urteil darüber gestattet, was mit mechanischen Mitteln in der Lösung des Problems, m e h r e r e Räder eines Wagenzuges durch e i n e Kraftmaschine anzutreiben, überhaupt erreichbar ist:

Wir haben gefunden, daß die Quelle alles Uebels bei der mechanischen Uebertragung in der unvermeidlichen, starren Uebereinstimmung der Umdrehungszahl des ersten Antriebselementes bei allen Wagen zu suchen ist. Sie ist unvereinbar mit der Freizügigkeit, die jedes Treibrad hinsichtlich seiner Umdrehungszahl verlangt. Die Uebertragungseinrichtung mag dabei in der Renardschen Gelenkwelle oder etwa einer Seil- und Ketten-Transmission mit horizontal laufenden, in den Drehpunkten der Zugglieder gelagerten Scheiben bestehen. — Der Versuch, den Treibrädern die



Digitized by Google

nötige Unabhängigkeit durch ein regelrechtes System von Ausgleichsgetrieben zu verschaffen, scheitert daran, daß die Anhängewagen nicht gleichartig bleiben und nur in Gruppen zu 2, 4, 8, 16 . . . in Betrieb genommen werden könnten, abgesehen davon, daß ungenügende Adhäsion an einem Treibrade den ganzen Zug zum Stehen bringt. Ausgleichsgetriebe in Reihenschaltung wären anwendbar; doch ergibt dies eine ungleiche Kraftverteilung, der gegenüber die Vorspann-Maschine mit Vierräder-Antrieb unbedingt den Vorzug verdient. — Von allen hat die Renardsche Uebertragung wenigstens den Vorzug der Einfachheit; doch ihr schwerster Nachteil ist der hohe Kraftverbrauch. Ein Mangel, der nicht so sehr der verminderten Wirtschaftlichkeit wegen, als durch die Tatsache belangreich wird, daß der Mehrbedarf an Energie nicht der Fortbewegung, sondern einer ständigen Zerstörungsarbeit an den Getrieben des Zuges dient. Ein Lichtblick eröffnet sich hierin nur noch durch unsern Vorschlag, einseitig wirkende Kupplungen in die Radnaben zu setzen, um den schädlichen Kreislauf der nutzlos großen Drehmomente zu verhindern. Dies müßte als erhebliche Verbesserung des Renardschen Systems anerkannt werden, da hierdurch allein Kraftbedarf und Abnützung auf normale Werte zurückgeführt werden könnten. Doch als unabänderlicher Mangel bleibt die statische Ueberbestimmung, die ungleiche Verteilung der Antriebskraft auf die Treibräder bestehen, die ja soweit geht, daß häufig genug nur ein einziges Räderpaar und in der Regel wenige Achsen des Zuges die gesamte Antriebsarbeit zu leisten haben, während die übrigen Räder leer mitlaufen, beziehungsweise beim eigentlichen Renard-System sogar durch negative Momente belastet, den treibenden Rädern die Last vermehren.

Daß dies nicht als einwandfreie Lösung des Problems der Automobilzüge gelten kann, leuchtet ein. Nichtsdestoweniger muß zugestanden werden, daß der Train Renard eine technische Leistung darstellt, der man Achtung und Anerkennung schuldig ist. Die bisher ausgeführten Renard-Züge beweisen, daß sich mit ihnen trotz der Mängel des Systems doch anwendbare Resultate erreichen lassen.



Digitized by Google

# V. Ueber den Einfluss der Antriebseinrichtung auf die Lenkung des Zuges.

Bei den Untersuchungen über die Lenkung von Automobil-Zügen war die Voraussetzung gemacht worden, daß alle Räder des Zuges sich regelrecht auf ihrer Bahn abrollen. Nur unter dieser Voraussetzung besteht die dort festgestellte, geometrische Abhängigkeit der Räderspuren des Zuges von der Fahrkurve des ersten Wagens.

Aber sowohl aus Espitalier's Berichten als auch aus eigener Beobachtung wissen wir, daß beim Train-Renard Bewegungen der Anhängewagen eingetreten sind, die unliebsame Störungen in der Zug-Lenkung verursachten. Es ist daher von Wichtigkeit, die Ursachen dieser Erscheinungen näher kennen zu lernen, um beurteilen zu können, inwieweit diese etwa die Betriebssicherheit und damit die praktische Brauchbarkeit längerer Automobilzüge in Frage stellen können.

Sofern an den Treibrädern eines Zuges nur die zu seiner Fortbewegung erforderlichen Umfangskräfte wirksam wären, würden die Räder zweifellos die geometrisch festliegenden Kurven beschreiben. Jede Abweichung davon ist ein Beweis für das Vorhandensein ungewollter Nebenkräfte. Diese müssen ihren Ursprung naturgemäß in denselben Ursachen haben, die überhaupt den Zug bewegen können. Als solche kommen in Betracht: Die Kraft des Antriebsmotors, das Eigengewicht des Zuges bezw. der einzelnen Wagen und die Zentrifugalkräfte bei höherer Fahrgeschwindigkeit in Kurven. Die beiden letzteren können außer Berücksichtigung bleiben, indem die Untersuchung auf *geringe* Fahrgeschwindigkeit und *ebene* Straßen, wo das Eigengewicht keine Bewegungskomponente besitzt, beschränkt wird.

Durch diese Einschränkung wird die Untersuchung in zweckmäßiger Weise auf den Einfluß konzentriert, den die in der Antriebs-Einrichtung auftretenden Kräfte allein auf die Lenkung auszuüben vermögen. Gegen die Zulässigkeit dieser Einschränkung dürfte nichts einzuwenden sein, da die beobachteten Lenkungsstörungen, die uns zu dieser Prüfung veranlaßten, nicht gerade bei hoher Fahrgeschwindigkeit oder Fahrt auf abschüssigen Wegen eintraten.



Digitized by Google

Wenn wir nun nicht schon aus der Untersuchung der Antriebseinrichtung wüßten, daß an den Treibrädern eines Renardzuges keineswegs nur die zur Fortbewegung des Zuges nötigen Kräfte auftraten, so müßten wir dies ohne weiteres aus den Lenkungsstörungen schließen. Wir können daher gleich an das Ergebnis jener Ermittlungen anknüpfen, die uns

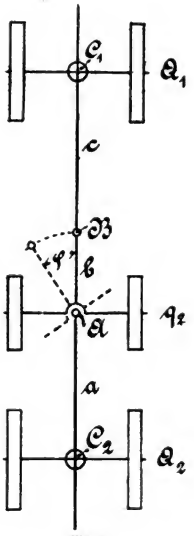



Fig. 34.

erkennen ließen, daß in den Deichseln und sonstigen Längs-Verbindungen des Train-Renard stets Druck- oder Zugkräfte vorhanden sind, deren Größe sich schon bei Kupplung zweier Wagen nach den aus Gleichung (12) gezogenen Folgerungen zu $Q_2 \mu$ (Treibachsenbelastung mal Reibungskoëffizient) ergab. Die Richtung dieser Kräfte war dabei durch den zufälligen Umstand bestimmt, ob gerade die Treibräder des letzten Wagens oder diejenigen des vorangehenden ein wenig im Durchmesser größer sind, als die des anderen von beiden. Im ersteren Falle entstehen Druck-, im letzteren Zugkräfte.



Digitized by Google

In Fig. 34 sind die zwischen zwei Treibachsen liegenden Längsverbindungen schematisch dargestellt: *a* ist der Langbaum (Maß des Radstandes), *b* die Deichsel und *c* die rückwärtige Verlängerung des Langbaumes bis zum Kupplungspunkt *B* der Deichsel. Solange zwischen den Punkten $C_1$ und $C_2$ nur Zugkräfte zu übertragen sind, wird sich an der gegenseitigen Lage der Gestänge nichts ändern können; dagegen entsteht bei Druckkräften zwischen $C_1$ und $C_2$ infolge des Vorhandenseins der Gelenke *A* und *B* ein annähernd labiler Zustand, dem nur die Reibungsstützkraft $q_2 . \mu$ entgegenwirkt, den die Vorderachse gegen seitliches Ausweichen des Punktes *A* bietet. Freilich genügen geringe Werte von $q_2\mu$, um *A* in der Geraden zu erhalten, solange der Zug vollkommen geradeaus fährt. Biegt der Zug aber in eine Kurve ein, und geraten hierbei die Vorderräder vielleicht noch auf schlüpfrige Straßenstellen, so sind sofort Voraussetzungen erfüllt, um die beobachteten Lenkungsstörungen, bei denen die Wagen unter Querstellung der Vorderräder aufeinander drängten, erklärlich erscheinen zu lassen.

Für gewöhnlich ist indessen die Gefahr solcher Lenkungsstörungen nicht groß, wie folgende Ueberlegung zeigt:

Die Deichsel bilde mit der Verlängerung des Langbaums über *A* hinaus den Winkel $\varphi$; dann ist die senkrecht zu den Vorderrädern auftretende Komponente der Schubkraft $Q_2\mu$ gleich $Q_2\mu . sin\varphi$. Diese Komponente muß $\geq q_2\mu$ werden, ehe seitliches Gleiten eintritt.

Also $$Q_2\mu . sin\ \varphi \geq q_2\mu$$

$$sin\ \varphi \geq \frac{q_2}{Q_2}$$

Bei einem Verhältnis des Vorderachsendruckes zur Hinterachsenbelastung von 1 : 2 würde $sin\varphi = 0{,}5$, also $\varphi = 30^0$ werden. Dieser Wert des Winkels wird aber erst erreicht, wenn der Krümmungsradius der Fahrkurve kleiner als der doppelte Radstand *a* ist. Da aber so kleine Kurven zu den Ausnahmen gehören, so ist hiernach ersichtlich, daß die Vorderräder in der Regel die zum Einhalten der geometrischen Bahnen erforderliche Reibungsstützkraft gegen seitliches Gleiten in ausreichendem Maße finden werden. Wichtig ist hierbei auch die Tatsache, daß der maximal zulässige Ablenkungswinkel $\varphi$ unabhängig vom Adhäsionskoëffienten ist, wenn dieser überall auf der befahrenen Straße gleichen Wert hat. Diesen günstigen Umständen ist es offenbar zu danken, daß die Unvollkommenheiten der Renard'schen Uebertragungsmethode bei den aus-



Digitized by Google

geführten Zügen in Bezug auf die Lenkung so außerordentlich wenig zu Tage getreten sind. Bei den sechsrädrigen Wagen wird dies sogar noch günstiger, weil bei ihnen nicht nur die Reibungsstützkraft der vorderen, sondern auch diejenige an den hinteren Lenkrädern zu überwinden wäre, wozu noch die zur Uebertragung des Lenkeinschlages auf die Hinterräder erforderliche Kraft käme. Hierin scheint mir auch die eigentliche Erklärung dafür zu liegen, weshalb man zur Verwendung sechsrädriger Anhängewagen übergegangen ist.

Die in Rede stehenden Lenkungsstörungen sind in der Tat nur an vierrädrigen Wagen beobachtet worden. Aber auch bei diesen können nach Vorstehendem Unregelmäßigkeiten im Lauf der Räder nur als Folgen außergewöhnlicher Betriebsverhältnisse gelten, die indessen bei einem der ersten, leichten Versuchszüge, den ich zu sehen Gelegenheit hatte, doch häufiger eingetreten sein müssen. Man legte nämlich dort die zur Belastung der Wagen verwendeten Sandsäcke stets geflissentlich auf das vordere Ende der Plattform, offenbar um dadurch eine Verbesserung der Reibungsstützkraft an den Vorderrädern zu erzielen.

Als solche Fälle von außergewöhnlichen Betriebsverhältnissen sind etwa folgende denkbar:

1. Der Reibungskoëffizient an den Lenkrädern ist geringer, als derjenige an den Treibrädern.
2. Die in der Deichsel auftretende Schubkraft beträgt das doppelte oder mehrfache des Wertes $Q_{\varphi}$, was bei längeren Zügen immer dann eintreten wird, wenn die Treibräder der letzten Wagen ein wenig größer sind, als der Mittelwert aus allen Treibrad-Durchmessern.
3. Die Vorderräder eines in scharfer Kurve stehenden Anhängewagens befinden sich auf einer in Richtung der Vorderachse geneigten Straßenstelle.

Von diesen Fällen ist bei den unter 1. und 2. genannten ohne weiteres einzusehen, daß die Sicherheit der Lenkung bei ihrem Obwalten unter Umständen recht erheblich beeinträchtigt wird. Im dritten Falle macht sich ein nachteiliger Einfluß insofern geltend, als die in Folge der Straßenneigung auftretenden Komponente der Vorderachsenbelastung von der die Vorderräder in ihrer Bahn führenden Reibungsstützkraft in Abzug zu bringen ist. Der Größenordnung nach ist offenbar der zweite Fall der wichtigste. In diesem ist daher auch wohl die eigentliche Ursache der beobachteten Lenkungsstörungen zu suchen.



Digitized by Google

Gerade der zweite Fall steht aber in engstem Zusammenhang mit dem Renard'schen Antriebssystem, so daß die aus ihm resultierende Gefährdung der Lenkungssicherheit mit zu den grundsätzlichen Mängeln des Renard-Zuges zu zählen ist. In der Beschränkung der Anwendung Renard'scher Gelenkwellen auf Züge mit sechsrädrigen Anhängewagen bietet sich allerdings, wie wir gesehen haben, ein Ausweg, um die Wirkungen dieses Mangels abzuschwächen. In der Tat hat man auch, wie gesagt, von denjenigen Zügen, die sechsrädrige Anhänger verwenden, noch nichts über Lenkungsstörungen gehört.

Uebrigens können hohe Werte der Deichselschubkraft auch bei Automobilzügen mit Vorspann-Betrieb eintreten, wenn ein Gefälle befahren, und versucht werden würde, den Zug durch die Vorspannmaschine allein zu bremsen. In diesem Falle könnte man bei jedem Automobilzugsystem von einem Mangel in Bezug auf die Lenkungssicherheit sprechen, der sich nur durch Anbringung und sachgemäße Handhabung zweckmäßiger Bremseinrichtungen kompensieren läßt. Wird in Gefällen nicht durch starkes Bremsen der letzten Wagen dafür gesorgt, daß in den Verbindungsstangen eher Zug- als Schub-Kräfte auftreten, so besteht für die mittleren Wagen immer die Gefahr, daß die Lenkräder seitlich aus ihrer regelrechten Spur herausgedrängt werden.

Die Renard'sche Gelenkwelle soll ja nun auch als Mittel zur gleichzeitigen Bremsung aller Wagen dienen. Es machen sich aber hierbei dieselben Mängel, die sie für den Antrieb besitzt, ebenfalls geltend. Sind beispielsweise die hinteren Treibräder ein wenig größer wie die vorderen, so werden gleichfalls und aus denselben Gründen, in den mittleren Deichseln Schubkräfte von solcher Größe auftreten, daß die Sicherheit der Lenkung gefährdet ist.

Im Interesse einer sicheren Lenkung müßten Antriebs- und Bremseinrichtung bei Automobilzügen derartig wirken, daß in den Steuerungsverbindungen zwischen den einzelnen Wagen überhaupt keine Längskräfte auftreten; d. h. es müßte jedem Wagen in jedem Moment genau diejenige Leistung zugeführt werden, die er zu seiner Fortbewegung braucht, beziehungsweise es müßte genau die an ihm freiwerdende Energie abgebremst werden. Dies ist aber nach dem Ergebnis unserer Untersuchungen im vorigen Kapitel mit mechanischen Mitteln im Allgemeinen, also auch mit der Renard'schen Antriebseinrichtung im Besonderen niemals zu erreichen.



Digitized by Google

Glücklicher Weise ist aber die seitliche Führung der Räder durch die Reibungsstützkraft in der Regel groß genug, um auf Einhaltung dieser an und für sich der Lenkung wegen voll berechtigten Forderung bis zu einem gewissen Grade verzichten zu können. Auf besonders ungünstigen Straßen wird man aber doch im Interesse der Betriebssicherheit gezwungen sein, zu besonderen Mitteln in Gestalt von Spurringen und adhäsionsvermehrenden Radarmierungen zu greifen.



Digitized by Google

# VI. Betrachtungen über das Automobilzug-Problem im Allgemeinen.

Nachdem wir nun den Train-Renard in allen Teilen kennen gelernt haben, drängt sich die Frage auf, wie er wohl in Bezug auf andere Automobilzug-Systeme zu beurteilen sei. Bei näherem Zusehen zeigt sich indessen, daß ein unmittelbarer Vergleich kaum angängig ist, da er von dem Gedanken der angetriebenen Anhängewagen, eigentlich den ersten und gegenwärtig noch einzigen Repräsentanten darstellt, der mehr als eine vereinzelte Versuchs-Ausführung erlebt hat. Im Gegensatz dazu verwenden alle übrigen, in Aufnahme gekommenen Automobilzüge das einfache Vorspann-Prinzip.

Daß sich mit dem Vorspann-Prinzip annehmbare Resultate erreichen lassen, haben schon seit Jahren die Züge mit Fowlerschen Dampf-Straßenlokomotiven bewiesen. Auch die Vorspann-Lastwagen bekannter Firmen bestätigen es. Es liegt aber auf der Hand, daß die Anwendung solcher Züge selbst bei groben Radarmierungen an den Treibrädern auf das Flachland beschränkt ist. In hügligem Gelände muß die Zahl der Anhängewagen auf einen, günstigstenfalls zwei beschränkt werden, wobei oft genug noch zu Windetrommeln und ähnlichen Vorrichtungen zum Nachziehen der Anhängewagen gegriffen werden muß. Von einem regelrechten Zugbetrieb ist dann nicht mehr die Rede. Kräftige Radarmierungen, die das Gleiten der Räder auf der Fahrbahn möglichst verhindern, starke Motoren und hohes Gewicht des ziehenden Wagens sind unerläßliche Bedingungen beim Vorspann-Prinzip.

Etwas günstiger stellen sich die Verhältnisse, wenn das Adhäsionsgewicht der ganzen Vorspannmaschine ausgenutzt wird, indem alle vier Räder des Wagens zu Treibrädern ausgebildet werden. Doch bietet die Uebertragung der Leistung auf die vier Räder schon ganz ähnliche Schwierigkeiten, wie der Anhängewagen-Antrieb. Eine korrekte Lösung dieser Aufgabe ist allerdings hier mit mechanischen Mitteln noch möglich, indem eine mit Ausgleichs-Getriebe versehene Längswelle die beiden Achsen antreibt. Wollte man auf das Ausgleichsgetriebe etwa verzichten, so würde die Antriebs-



Digitized by Google

Einrichtung sofort gleiches Verhalten, wie die Renardsche Gelenkwelle zeigen und unverhältnismäßig hohe Motorleistung erfordern. Allenfalls zulässig wäre die Unterdrückung der Ausgleichsgetriebe zwischen den beiden Treibrädern einer jeden Achse, wenn auf das Fahren kleiner Kurven verzichtet wird.

Ein unbestrittener Vorteil des Vorspann-Prinzips ist seine Einfachheit, verbunden mit der Möglichkeit, fahrbare Geräte aller Art (z. B. Geschütze, Lokomobilen, requirierte Wagen) fortzubewegen, wohingegen ein Zug mit angetriebenen Anhängern nur aufladefähige Güter transportieren kann. Die Verwendung von Vorspannmaschinen wird daher für besondere Zwecke durch nichts anderes ersetzt werden können.

Ein Rechnungsbeispiel mag das Verhältnis der verschiedenen Systeme zu einander hinsichtlich ihrer Anwendbarkeit zahlenmäßig klarstellen:

Aufgabe: Ein industrielles oder bergmännisches Unternehmen habe täglich 12000 kg zur Bahn zu transportieren. Die Wege sind von mittlerer Beschaffenheit, jedoch im allgemeinen fest. Es kommen kurvenreiche Steigungen bis zu 10% vor. Die Entfernung beträgt 25 km. Die Produkte werden abends aufgeladen, so daß der Transport am frühen Morgen abgehen kann. Bis zur Mittagszeit muß die Bahnstation erreicht und die Entladung beendet sein, damit die Rückkehr so rechtzeitig erfolgt, daß noch Wiederbeladung vorgenommen werden kann.

Die Verwendung einer Feldbahn oder eines Anschlußgeleises kann nicht in Frage kommen, weil die Geleiseverlegung bei den Neigungsverhältnissen der Wege zu kostspielige Erdarbeiten erfordern würde, zumal die Ergiebigkeit und damit die Dauer des Unternehmens zu unsicher ist. — Pferde können der Entfernung wegen nicht verwendet werden. Man ist auf Automobilbetrieb angewiesen. — Was für ein Betriebssystem soll man einführen?

1. Vorschlag: Gewöhnliche Last-Automobile.

Es müßten mindestens drei Wagen für je 4000 kg Tragfähigkeit verwendet werden, so daß mit einem Gesamtgewicht von 7000 bis 8000 kg pro Fahrzeug zu rechnen wäre. Wegepolizeiliche Vorschriften oder auch Rücksichten auf die regenreiche Jahreszeit, in der die Wege weicher sind, werden aber meist dazu zwingen, mit dem Gesamtgewicht bei 5000 bis 6000 kg zu bleiben. Es werden also 4 Wagen zu je 3000 kg Tragfähigkeit genommen werden müssen, deren Bruttogewicht etwa 5500 kg betragen wird.



Digitized by Google

Erforderlicher Adhäsionskoeffizient bei 3500 kg Treib-
Steigung von 10%:

$$Z = 5500 \,.\, (0{,}030 + 0{,}10) = 715 \text{ kg}$$

Erforderlicher Adhäsionskoeffizient bei 3500 kg Treib-
achsenbelastung:

$$\mu = \frac{715}{3500} = 0{,}204$$

Erforderlicher Adhäsionskoeffizient bei 3500 kg Treib-

2. Vorschlag: Vorspann-Lastwagen mit Zwei-Räder-Antrieb.

Die vorkommenden Kurven und Steigungen gestatten nicht mehr als zwei Anhängewagen zu ziehen, weil sonst die Deichselzugkraft im Verhältnis zur Vorderachsenbelastung des ersten Anhängewagens zu groß wird, so daß die Betriebssicherheit der Lenkung fraglich werden würde.

a) 1 schwerer Zug. (N.B. unzulässig wegen zu hoher Bruttogewichte).

Nutzlast-Verteilung: 5000 kg auf jedem Anhänger, 2000 kg auf dem Vorspannwagen.

Wagen-Gewichte: Vorspannwagen 5500 kg, Anhänger 2500 kg.

Brutto-Gewichte: je 7500 kg für Vorspann- und Anhängewagen.

Brutto-Zuggewicht: 3. 7500 kg = 22500 kg.

Erforderliche Zugkraft an den beiden Treibrädern:

$$Z = 22\,500\ (0{,}030 + 0{,}10) = 2920 \text{ kg}.$$

Erforderlicher Adhäsionskoeffizient bei 5000 kg Treib-
achsenbelastung:

$$\mu = \frac{2920}{5000} = 0.585$$

Erforderliches Personal: 1 Wagenführer, 2 Bremser.

b) 2 leichtere Züge.

Nutzlast-Verteilung: 2500 kg auf jedem Anhänger, 1000 kg auf jedem Vorspannwagen.

Wagen-Gewichte: Vorspannwagen 4000 kg, Anhänger 1500 kg.

Brutto-Gewichte: Vorspannwagen 5000 kg, Anhänger 4000 kg.

Brutto-Zuggewicht: $5000 + 2 \,.\, 4000 = 13\,000$ kg.

Erforderliche Zugkraft an den beiden Treibrädern:

$$Z = 13\,000\ (0{,}030 + 0{,}10) = 1690 \text{ kg}.$$

Erforderlicher Adhäsionskoeffizient bei 3500 kg Treib-
achsenbelastung.

$$\mu = \frac{1690}{3500} = 0{,}484$$

Erforderliches Personal: 2 Wagenführer, 4 Bremser.



Digitized by Google

3. Vorschlag: Vorspann-Lastwagen mit Vier-Räder-Antrieb.

a) 1 schwerer Zug: (unzulässig!)

Alles wie bei 2a nur Vorspannwagen 1000 kg schwerer.

Erforderliche Zugkraft an den vier Treibrädern:

$$Z = 23\,500\ (0{,}030 + 0{,}10) = 3050 \text{ kg}.$$

Erforderlicher Adhäsionskoeffizient bei gleichmäßig verteilter Radbelastung:

$$\mu = \frac{3050}{8500} = 0{,}36$$

b) 2 leichtere Züge:

Alles wie bei 2b, nur Vorspannwagen 500 kg schwerer.

Erforderliche Zugkraft:

$$Z = 13\,500\ (0{,}030 + 0{,}10) = 1750 \text{ kg}.$$

Erforderlicher Adhäsionskoeffizient:

$$\mu = \frac{1750}{5500} = 0{,}32$$

4. Vorschlag: Treibwagenzug (Zug mit angetriebenen Anhängewagen).

Es kann zwischen vier Anhängewagen mit je 3000 kg oder fünf Anhängewagen mit je 2400 kg Tragfähigkeit frei gewählt werden. Das letztere ist zur Schonung der Straßen und im Interesse der leichteren Beweglichkeit der einzelnen Wagen vorzuziehen.

Wagengewichte: Maschinenwagen 4500 kg, Anhängewagen mit Antrieb 2000 kg.

Bruttogewichte: Maschinenwagen 4500 kg, Anhänger 4500 kg.

Brutto-Zuggewicht: $(1 + 5) . 4500 = 27\,000$ kg.

Erforderliche Zugkraft an den zwölf Treibrädern:

$$Z = 27\,000\ (0{,}030 + 0{,}10) = 3500 \text{ kg}.$$

Erforderlicher Adhäsionskoeffizient bei 66% Adhäsionsgewicht

$$\mu = \frac{3500}{18000} = 0{,}195$$

Erforderliches Personal: 1 Wagenführer, 1 bis 3 Mitfahrer.

Vergleich der erforderlichen Adhäsionskoeffizienten:

| Vorschlag No. | 1 | 2a | 2b | 3a | 3b | 4 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Koeffizient | 0,204 | 0,585 | 0,484 | 0,36 | 0,32 | 0,195 |

Um die Ziffern der Adhäsionskoeffizienten zu beurteilen, sei daran erinnert, daß als Reibungskoeffizient der Ruhe zwischen Stein und Kies auf Eisen im trockenen Zustande



Digitized by Google

nur ein Wert von 0,42 bis 0,49 gilt.*) Vorspannmaschinen nach den Vorschlägen 2a und 2b sind daher ohne starke Greifleisten auf den Treibrädern gar nicht denkbar. Wegen der zerstörenden Wirkung dieser auf die Straßendecke bei ständig wiederkehrender Benutzung ein und derselben Strecke ist aber im vorliegenden Falle die Verwendung solcher Vorspannmaschinen ausgeschlossen. Erst beim Vierräderantrieb ist der Koeffizienten-Wert niedrig genug, um wenigstens bei trockenem Wetter auch mit glatten Reifen auf ausreichende Adhäsion rechnen zu können. Rücksichten auf die verminderte Adhäsion bei Regenwetter machen aber auch hier noch Schrägstreifen, die allerdings weniger stark eingreifen brauchen, notwendig. Deshalb würde auch diese Betriebsart nicht empfohlen werden können.

Versuche mit einer Vierräderantrieb-Vorspannmaschine, bei der die Unabhängigkeit der Treibräder mittelst elektrischer Arbeitsübertragung in vollkommener Weise erreicht war, haben ergeben, daß Steigungen bis 1:18 unter gleichartigen Gewichtverhältnissen wie beim Vorschlag 3b auch bei durchnäßten Straßen mit glatten Radreifen genommen werden können. Daraus läßt sich der tatsächlich vorhandene Adhäsionskoeffizient für nasse Straßen berechnen zu

$$\mu = 0{,}32\,\frac{0{,}030}{0{,}030}\,\frac{0{,}055}{0{,}10} = 0{,}32\,\frac{0{,}085}{0{,}13} = 0{,}21$$

Bei den Vorschlägen 1 und 4 liegt nun der erforderliche Wert unter dem tatsächlich erreichbaren, so daß man bei diesen an und für sich mit glatten Reifen auskommen müßte. Erfahrungsgemäß versagen dennoch einzeln fahrende Wagen auf 10% Steigung häufig genug, weil die erforderliche und die erreichbare Adhäsion zu nahe bei einander liegen, so daß doch gelegentliches Gleiten eintreten kann, und weil bei mangelnder Adhäsion an einem Rade auch das andere nicht ziehen kann. Hierin wäre nun der Zug mit angetriebenen Anhängern weit überlegen, wenn es gelingt, eine einwandfreie Antriebseinrichtung zu finden. Es kann bei einem solchen Zuge ruhig das eine oder andere der zwölf Treibräder gelegentlich zum Gleiten kommen. Da dies von den übrigen Rädern nur eine geringe Vergrößerung ihrer Zugkräfte erfordert, so kommt der Zug nicht zum Stehen, sondern die treibenden Räder helfen über die Stellen schlechter Adhäsion hinweg. In der gegenseitigen Unterstützung der Treibräder ist eine Sicherheit des Vorwärtskommens, selbst

*) Nach Hütte 1896 I, S. 209.



Digitized by Google

mit glatten Radreifen, geboten, die sich auf andere Weise niemals erreichen lassen wird.

Von rein technischem Standpunkte ist daher der ganz aus Treibwagen bestehende Zug für die vorliegende Transportaufgabe diejenige Lösung, die allen anderen Möglichkeiten weit überlegen ist. Insbesondere ist auch in der Zentralisierung der erforderlichen Kraftquellen auf einen einzigen Motor ein wesentlicher Vorzug gegeben, der sich ohne Frage, neben Vereinfachung des Betriebes, in geringen Unterhaltungskosten wirtschaftlich bemerkbar machen wird. Das verhältnismäßig geringe Gewicht der einzelnen Fahrzeuge gewährleistet die denkbar beste Straßenschonung. Auch die Einschränkung des Bedienungspersonals wird zur Herabsetzung der Betriebskosten in erheblichem Maße beitragen.

Leider fehlt nur noch für die Realisierung dieser Vorzüge die einwandfreie Antriebseinrichtung, da diejenige des Renardzuges nicht als solche gelten kann. Um aber festzustellen, ob sich überhaupt mit den gegenwärtigen Mitteln der Technik eine einwandfreie Einrichtung dafür schaffen läßt, wollen wir nun noch einmal die Bedingungen in allgemeinster Form zusammenstellen, die von den Vorrichtungen zwischen Kraftmaschine und Treibrädern erfüllt werden müssen:

1. Jedes Treibrad muß sich unabhängig von der mittleren Fahrgeschwindigkeit des Zuges mit einer momentanen Winkelgeschwindigkeit bewegen können, die
   a) den, für jedes Rad im Allgemeinen verschiedenen, auf der Fahrbahnoberfläche in der Zeiteinheit zurückzulegenden Wegstrecken entspricht, und
   b) den unvermeidlichen Unterschieden in den Raddurchmessern Rechnung trägt.
2. Die Antriebseinrichtung muß in ihrer Arbeitsweise eine Gewähr dafür bieten, daß auch tatsächlich jedes Treibrad treibend wirkt.
3. Die mittlere Umfangsgeschwindigkeit aller Räder (die der Fahrgeschwindigkeit des Zuges entspricht) muß von einer Stelle aus willkürlich verändert werden können.
4. Störungen in der Wirkungsweise der Einrichtungen an einem Rade dürfen keinen nachteiligen Einfluß auf die übrigen Räder ausüben.

Wenn man einer solchen Aufgabe gegenüber steht, wird man natürlich zunächst versuchen, wie es auch Renard getan hat, sie mit mechanischen Mitteln zu lösen. Wir wissen aber bereits auf Grund unserer Untersuchungen, daß dies nicht zum Ziele führt. Insbesondere ist die Erfüllung der



Digitized by Google

1., 2. und 4. Bedingung als mit mechanischen Mitteln unmöglich zu bezeichnen.

In der Eigenart jener Forderungen liegt es nun offenbar, daß ihnen nur durch Anbringung je einer besonderen Treibmaschine an jedem Treibrade beizukommen ist, und zwar müssen dies sekundäre Treibmaschinen sein, denen das Treibmittel von einer Stelle des Zuges aus zugeführt wird, weil sonst die Maschine eines jeden Rades besonderer Bedienung bedürfte und auch der 3. Bedingung nicht entsprochen werden könnte. Man hat daher nur zwischen hydraulischen Treibmaschinen — im allgemeinsten Sinne des Wortes, also solchen, die durch ein unter Druck gehaltenes Treibmittel, wie Dampf, Luft, Wasser oder Oel betrieben werden, — und Elektromotoren zu wählen. Bei allen derartigen Sekundärmaschinen kann eine durch den ganzen Zug geführte Hin- und Rückleitung, an die jede der Treibmaschinen angeschlossen ist, den Bedingungen 1, 2 und 3 Genüge leisten. In bezug auf die 4. Forderung zeigen sich jedoch erhebliche Verschiedenheiten im Verhalten.

Kommt z. B. ein Rad des Zuges auf eine schlüpfrige Stelle der Straßenoberfläche, so ist die Umfangskraft an diesem Rade größer, als die Adhäsion, so daß das Rad schleudern wird. Die zugehörige hydraulische Treibmaschine verbraucht infolge der erhöhten Umdrehungszahl nutzlos größere Mengen der Treibflüssigkeit, womit zugleich eine Verminderung des nutzbaren Druckes in der Hauptleitung und damit eine Herabsetzung der Zugkraft an allen Treibrädern eintritt. Dagegen würde ein Elektromotor im gleichen Falle bei erhöhter Tourenzahl einen Rückgang in der Stromaufnahme aufweisen, der vollkommen dem Maße der verminderten Umfangskraft am Treibrade gleichkommt, und alle übrigen Elektromotoren würden unbeeinflußt bleiben. Noch deutlicher wird der Unterschied klar, wenn man annimmt, es sei eine der Abzweigleitungen gebrochen. Bei der hydraulischen Einrichtung wird dann die Druckflüssigkeit an der Bruchstelle frei ausströmen, so daß keine der Treibmaschinen mehr unter Druck steht und Arbeit leisten kann. Für den Elektromotor bedeutet dagegen ein gebrochener Leitungsdraht nur eine Unterbrechung seines Stromkreises; er läuft, vom Treibrade aus gedreht, leer mit, und der von ihm nicht aufgenommene Strom verteilt sich mit auf die übrigen Motoren. Der elektrische Antrieb wird in keiner Weise gestört, und es geht auch nichts verloren.

Zwischen hydraulischen Antriebseinrichtungen jeder Art und elektrischen besteht also ein grundsätzlicher Unterschied.



Digitized by Google

Erstere wirken auf gleiche Umfangskraft an allen Rädern hin und verhalten sich vollkommen wie eine mechanische Antriebseinrichtung mit der nötigen Anzahl und Anordnung von Ausgleichsgetrieben. Die leicht bewegliche Druckflüssigkeit ersetzt die Ausgleichsgetriebe und ermöglicht die Anwendung des Ausgleichsprinzips auf eine beliebige Anzahl von Wagen; sie beseitigt aber nicht den Mangel der Abhängigkeit der Treibkräfte aller Räder von Zufälligkeiten an einem Rade. Bei der elektrischen Kraftverteilung kann dagegen jeder Motor unabhängig vom andern eine Stromstärke aufnehmen, die sich stets nach der wechselnden Geschwindigkeit seines zugehörigen Treibrades richtet und eine ihr jederzeit entsprechende Zugkraft am Rad-Umfange zur Folge hat. Den oben aufgestellten 4 Bedingungen kann also in vollkommener Weise nur von Elektromotoren entsprochen werden, d. h. das Problem des Treibwagenzuges ist in theoretisch einwandfreier Weise nur durch eine elektrische Arbeitsübertragung zwischen der Kraftmaschine und den Treibrädern lösbar.

Wir kommen also mit zwingender Gedankenfolge zu einem Schluß, der zu Renard's Auffassung in vollkommenem Widerspruch steht.

Wer Recht hat, wird die Zukunft lehren.



OCT 22 1913

Digitized by Google

**M. Krayn, Verlagsbuchhandlung, Berlin W. 57.**

Soeben erscheint:

# Automobiltechnische Bibliothek Bd. I.

## Der Automobilmotor
### und seine Konstruktion

von **W. Pfitzner,**
weil. Dipl.-Ing.
Herausgegeben und bearbeitet von
**R. Urtel,** Dipl.-Ing.

Mit ca. 90 Textfiguren.
Preis broch. 7,50 Mk., gebd. 8,70 Mk.

**Inhaltsübersicht:**

**I. Ueberblick über die Entwickelung des Automobilbaues.**

**II. Leitende Gesichtspunkte für die Konstruktion.**

Erschütterungen und Deformationen, Gewicht, Betrieb und Bedienung, Einfachheit, Massenfabrikation.

**III. Die Materialien.**

**IV. Konstruktive Ausbildung des Motors.**

Wahl der Hauptabmessungen: Gewicht — Preis — Dynamische Verhältnisse, Anordnung der Zylinder. Lagerung der Kurbelwelle, Triebwerk, Schmierung, Gestaltung des Zylinders: Ventilanordnungen — Ventile — Zylinderkopf — Gußtechnik — Armaturen, Steuerung: Steuerungsgestänge — Zahl und Lage der Steuerwellen — Antrieb und Hilfsapparate, Rohrleitungen: Gasleitungen — Wasserrohre — Kleinere Hilfsleitungen, Kurbelgehäuse, Blockkonstruktionen.

**Anhang: Massenkräfte und -Momente der Automobilmotoren in graphischer Darstellung.**

Der Automobiltechnik fehlte bis jetzt eine **wissenschaftliche** Fachliteratur. Die oben angezeigte Bibliothek soll diese Lücke ausfüllen, indem sie die Automobil-Technik in Einzeldarstellung wissenschaftlich behandeln wird. Jeder Band wird ein für sich abgeschlossenes Werk bilden und von namhaften Fachschriftstellern verfaßt sein.

Der erste Band „Pfitzner-Urtel, Der Automobilmotor", ist das erste Werk, das diesen wichtigsten Teil des Automobils in wissenschaftlicher grundlegender Weise darstellt.

**Weitere Bände befinden sich in Vorbereitung.**

Zu beziehen durch jede Buchhandlung und den Verlag.



Digitized by Google

**M. Krayn, Verlagsbuchhandlung, Berlin W. 57.**

In meinem Verlage erscheint:

**Zeitschrift für Automobil-Industrie u. Motorenbau.**

# Organ der Automobiltechn. Gesellschaft.

**1907. X. Jahrgang.**

**Aeltestes deutsches Fachorgan der Automobil-Industrie.**

Redaktion: **Civilingenieur Robert Conrad.**

Preis pro Quartal Mk. 3.—, pro Jahr Mk. 12.—
für das Ausland pro Jahr Mk. 22.80.

Probenummern gratis.

Abonnements durch alle Buchhandlungen, Postanstalten und den Verlag.

Die Jahrgänge des **Motorwagen 1898—1906,** sind noch in einigen Exemplaren vorrätig. Preis pro Jahrgang Mk. **12.**
1898—1903 in Leinwand gebunden je Mk. **14.**—,
1904—1906 in 2 Bänden gebunden je Mk. **16.**—.



Digitized by Google

M. Krayn. Verlagsbuchhandlung, Berlin W. 57.

Ferner erscheint in meinem Verlage:

# Automobiltechnischer Kalender

und **Handbuch der Automobil-Industrie** für **1907.**

**Vierte neu bearbeitete Auflage** o **Gebd. Preis 3,50 Mark.**

**650** Seiten Text mit über **590** Illustrationen.

**Kurze Inhalts-Uebersicht:**

Tafeln einiger öfters vorkommender Zahlenwerte
Konstruktion der wichtigsten Kurven
Mechanik
Mechanik u. allgem. Maschinenlehre
Die Zahnradmechanismen für Kettenwagen
Uebersetzungs-Getriebe für Cardanwagen
Hinterradachsen für Kettenwagen
Hinterradachsen f. Cardanwagen
Reibungskupplungen
Lenkung der Motorwagen
Steuersäulen
Lenkachsen
Bereifung der Räder
Federung der Motorwagen
Automobilbremsen
Untergestelle
Allgemeine Berechnung der Motorwagen
Explosionsmotoren
Die Konstruktion des Explosionsmotors
Die Armaturen und Zubehörteile des Explosionsmotors
Karburatoren
Die elektrische Zündung
Die Kühlwagen und ihre Anordnung
Schmierapparate
Schalldämpfer
**Motorwagenkonstruktionen**
Einteilung der Motorwagen nach Konstruktion
Einteilung der Wagen nach dem Verwendungszweck
Die leichten billigen Wagen
Die Tourenwagen u. Droschken
Die Rennwagen
Die Lieferungswagen
Die Lastwagen und Omnibusse
Spezialwagen
Motorräder
Die kleinen luftgekühlten Motoren
Motorzweiräder
Motordreiräder
Die Werkzeuge und das Zubehör des Motorwagens
**Allgemeine Berechnung des Motorbootes**
**Motorboote**
**Elektromobil**
a) Einleitung
b) Physikalische Grundbegriffe
c) Elektrizitätslehre
d) Elektromagnetismus
Die Akkumulatoren für Motorwagen
Elektrische Motorwagen
Gemischte Systeme
**Dampfwagen**
I. Tabellen aus der Wärmelehre
II. Personenwagen m. Dampfbetrieb
III. Dampf-Lastwagen und Dampf-Omnibusse
Betriebsstörungen
Polizei-Verordnungen für den Verkehr mit Kraftfahrzeugen speziell für Berlin, Charlottenburg, Schöneberg und Rixdorf
Sicherheitspoliz. Bestimmuungen für den Betrieb von Automobilen und Motorrädern in Oesterreich

**Dieser Kalender ist das anerkannt beste Hand- und Jahrbuch der Automobilindustrie.**

**Ausführlicher Prospekt gratis.**

Zu beziehen durch jede Buchhandlung und den Verlag.



Digitized by Google

M. Krayn, Verlagsbuchhandlung, Berlin W. 57.

Vor Kurzem erschien:

# Der Schraubenpropeller

**(Schiffsschraube.)**

Konstruktion und Berechnung desselben von

**C. Dreihard,** Ingenieur.

Mit 59 Textfiguren und 6 Tafeln.

**Preis brochiert 3,50 Mark, gebunden 4,50 Mark.**

---

# Induktionsmotoren

**Ein Compendium für Fachleute.**

Deutsche autorisierte und erweiterte Bearbeitung von **B. A. Behrend**: „The induktion motor" unter Mitwirkung von Professor **W. Kübler**, Dresden, herausgegeben von

**Dr. Paul Berkitz.**

Mit 107 Textfiguren und 10 Tafeln.

**Preis brochiert 10,– Mark, gebunden 11,50 Mark.**

---

# Die Theorie, Berechnung und Konstruktion der Dampfturbinen

von

**Gabriel Zahikjanz.**

**Preis brochiert 6,– Mark. gebunden 7,50 Mark.**

---

# Rechen-Hilfsbuch.

**Berechnungstabellen für Handel und Industrie, insbesondere für jede Lohn- und Akkordberechnung**

nach langjähriger Erfahrung herausgegeben von

D. R. G. M. **G. Schuchardt.** D. R. G. M.

**Zweite verbesserte Auflage.**

**Preis kartoniert (gr. 8° 13 Bogen) 5 Mark.**

**Für grössere Betriebe unentbehrlich!** Durch eine ganz neuartige geschützte Register-Anordnung vermittelt das Schuchardtsche Rechen-Hilfsbuch schnellste Auffindung der gewünschten Zahlen.

Die Tabelle hat vor allen ähnlichen Hilfsbüchern den Vorzug der Vollständigkeit — sie umfaßt die Zahlen von 1–100 in praktischer Anordnung — und macht hierdurch jede schriftliche Rechenarbeit überflüssig.



Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google